

TRANSLATION of an Office Action

Your file: TFN030265-DE

Our file: P/16TY1218/DE

**GERMAN PATENT
AND TRADEMARK OFFICE**

Date : August 26, 2005
Receipt : September 13, 2005
Serial No.: 10 2004 007 668.5-21
Applicant : Toyota Jidosha K.K.

Request for examination, date of payment February 17, 2004.

Petition dated xxxxxxxxxxxxxx, received on xxxxxxxxxxxxxx.

Please find below report on the examination of the application.

The term for response is **4 months**, running from the date of receipt.

(... formalities ...)

If the specification, claims or drawings are amended in the course of the proceedings, Applicant should, unless the amendments are proposed by the Patent Office, state in detail where the features of the invention described in the new documents have been disclosed in the original documents.

This Office Action for the first time makes reference to the following citations (the consecutive numbers of which will be referred to also in any future Office Actions):

Information on the Option of Dividing Out a Utility Model

Applicants for a patent application filed for the Federal Republic of Germany may file a utility model application concerning the same subject matter while claiming the date of application of the earlier patent application. This dividing out (Sect. 5 Utility Model Act) is possible before 2 months have passed following the end of the month wherein the patent application was terminated by a legally valid rejection, voluntary withdrawal, or having been deemed to have been withdrawn, an opposition procedure was concluded, or - where a patent has been granted - the term for appeal against the decision of grant has passed without effect. Detailed information about requirements for a utility model application, including dividing out, is contained in the Information Sheet for Utility Model Applicants (G 6181) which can be obtained free of cost at the German Patent and Trademark Office, and at the public patent libraries.

This Office Action is transmitted for the purpose of service.

- 1) DE 100 15 810 A1
- 2) JP 10-1000884 A

Based on Applicant's request of August 9, 2005, that is considered as a request for accelerated examination, examination is effected with the documents originally filed comprising claims 1 through 19, main claims 1 and 19 being directed to a vehicular braking control **apparatus** and a method for detecting an abnormality of a braking apparatus.

Re the prior art, reference is made, in addition to document 1) filed by Applicant itself, to document 2) cited by Applicant, the function whereof shortly being explained on p. 2, first section of the application documents. Further prior art that goes beyond those two documents could not be determined so far.

The subject matter of claim 1 is a vehicular braking control **apparatus** in a manner intended for a "brake by wire" operation well known by experts, as is also shown by document 1). Here, the wheel brake pressure normally is adjusted actively via a pump (50, 52) as pressurization source and a hydraulic pressure adjusting portion (valves 68 to 82) and, if need be, an additional master cylinder (28) is provided that normally is operated via an on-off valve (47) to a stroke simulator (46) in order to safeguard a pedal feeling upon actuating the brake pedal (30) in connection with the pedal path of the brake pedal. In order to separate the master cylinder from an active hydraulic pressure adjusting portion in a standard case a separating valve (38) (referred to as "Auf/Zu-Ventil (20)" (open-close valve) in the application) is provided and the pressure between the master cylinder and the separating valve is detected by a pressure sensor (48). The whole thing inevitably is controlled by a control portion.

Thus, all subject features of the vehicular braking control **apparatus** of claim 1 are known from document 1). The remaining features of claim 1 obviously relate to mere method features.

Although those method features per se have not been found in the prior art, they do not belong in an apparatus claim, especially, when the apparatus as such is known.

Moreover, it is set forth: in accordance with the teaching of the characterizing portion of claim 1 it is to be determined in a system known per se from document 1) whether the stroke simulator (16, 18) is abnormal. In accordance with the remaining application documents the following could be abnormal: the storage volume (18) of the stroke simulator with those portions forming a pedal characteristic line and/or on-off valve (16) (also cf. e.g. fig. 1) separating that storage volume (if necessary, directly upon usage of the master cylinder pressure).

The Examining Section considers this unclear since it is not set forth what abnormality of what part is to be determined.

Nevertheless, also the further teaching of the characterizing portion of claim 1 appears to be unclear and/or incomplete.

It can be comprehended that through activating a pressurization source (4) and a hydraulic pressure adjusting portion (6), the system downstream of the closed open-close valve (20) can be set under pressure (arbitrarily high?) even when the brake pedal is not actuated (and, in so doing, the vehicle speed is reduced / the vehicle is brought to a standstill), so that, when the open-close valve (20) is opened, the pressure in the direction of the master cylinder is reduced and pressure is let off via the non-activated master cylinder and its then open snifter borings (this is general expert knowledge) to a reservoir.

Also, it is comprehensible that during that process a signal change at pressure sensor (24) may be expected, all the more so, since it already appears to be known by the manner document 2) is assessed on page 2, first section of the application documents, to track pressure courses in braking systems by way of sensor signals (cf. "operation condition" in "solution" in document 1)), which would raise doubts concerning an inventive step of the application.

However, it cannot be discerned how from the mere fact of a pressure change (whatever the change may be like) at a pressure sensor (24) and without knowing the initial pressure and/or its course as well as the type of abnormality (possibly in combination with a switching state of an on-off valve (16) to be indicated) an abnormality in a stroke simulator (16, 18) can be concluded, i.e. an abnormal on-off valve (16) and/or an abnormal simulator volume (18) therebehind with a variation of the characteristic line.

This claim obviously lacks further basic indications for a complete teaching, so that claim 1 is not allowable also for lack of a clear and complete teaching for technical activities.

With claim 1 claims 2 through 18 are dropped, too, already on account of their being related to claim 1. Regarding the factual situation the following is to be noted:

Claim 2 and the subsequent claims obviously comprise indications in their features that are suited to remove the deficiencies and/or close the gaps in the teaching of a new corresponding **method claim 1**, even if they do not go into the (always equal?) pressure built up in the system downstream of open-close valve (20).

In the sense of completing the teaching the feature of claim 2 could be incorporated in a new claim 1 that could then be followed by the further subclaims.

For claim 19 that, at present, is already worded as method claim, the indications made with respect to the method features of present claim 1 essentially hold true. Hence, it is not allowable.

For the reasons indicated grant of the requested patent is not possible.

Examining Section for Class B 60 T
Dipl. Ing. Beyer

Enclosure: copies of two citations

Deutsches Patent- und Markenamt

München, den 26. August 2005

Telefon: (0 89) 21 95 - 2729

Aktenzeichen: 10 2004 007 668.5-21

Anmelder: Toyota Jidosha K.K.

Deutsches Patent- und Markenamt - 80297 München

Patent- u. Rechtsanwälte

Winter
& Partner
Alois-Steinecker-Str. 22
85354 Freising

WINTER, BRANDL, FÜRNISS, HÜBNER RÖSS, KAISER, POLTE PARTNERSCHAFT PATENT- UND RECHTSANWALTSKANZLEI FREISING Eing.: 13. Sep. 2005 Frist:	MUC PO KW DD HH AL
--	-----------------------------------

Ihr Zeichen: 16TY1218

Bitte Aktenzeichen und Anmelder bei
allen Eingaben und Zahlungen angeben

Zutreffendes ist angekreuzt ☒ und/oder ausgefüllt!

Prüfungsantrag, Einzahlungstag am 17. Februar 2004

Eingabe vom

eingegangen am

Die Prüfung der oben genannten Patentanmeldung hat zu dem nachstehenden Ergebnis geführt.

Zur Äußerung wird eine Frist von

4 Monat(en)

gewährt. Die Frist beginnt an dem Tag zu laufen, der auf den Tag des Zugangs des Bescheids folgt.

Für Unterlagen, die der Äußerung gegebenenfalls beigelegt werden (z.B. Beschreibung, Beschreibungsteile, Patentansprüche, Zeichnungen), sind je **zwei** Ausfertigungen auf gesonderten Blättern erforderlich. Die Äußerung selbst wird nur in einfacher Ausfertigung benötigt.

Werden die Beschreibung, die Patentansprüche oder die Zeichnungen im Laufe des Verfahrens geändert, so hat der Anmelder, sofern die Änderungen nicht vom Deutschen Patent- und Markenamt vorgeschlagen sind, im Einzelnen anzugeben, an welcher Stelle die in den neuen Unterlagen beschriebenen Erfindungsmerkmale in den ursprünglichen Unterlagen offenbart sind.

In diesem Bescheid sind folgende Entgegenhaltungen erstmalig genannt. (Bei deren Nummerierung gilt diese auch für das weitere Verfahren):

Hinweis auf die Möglichkeit der Gebrauchsmusterabzweigung

Der Anmelder einer mit Wirkung für die Bundesrepublik Deutschland eingereichten Patentanmeldung kann eine Gebrauchsmusteranmeldung, die den gleichen Gegenstand betrifft, einreichen und gleichzeitig den Anmeldetag der früheren Patentanmeldung in Anspruch nehmen. Diese Abzweigung (§ 5 Gebrauchsmustergesetz) ist bis zum Ablauf von 2 Monaten nach dem Ende des Monats möglich, in dem die Patentanmeldung durch rechtskräftige Zurückweisung, freiwillige Rücknahme oder Rücknahmefiktion erledigt, ein Einspruchsverfahren abgeschlossen oder - im Falle der Erteilung des Patents - die Frist für die Beschwerde gegen den Erteilungsbeschluss fruchtlos verstrichen ist. Ausführliche Informationen über die Erfordernisse einer Gebrauchsmusteranmeldung, einschließlich der Abzweigung, enthält das Merkblatt für Gebrauchsmusteranmelder (G 6181), welches kostenlos beim Patent- und Markenamt und den Patentinformationszentren erhältlich ist.

**Dokumentenannahme
und Nachbriefkasten
nur
Zweibrückenstraße 12**

Hauptgebäude
Zweibrückenstraße 12
Zweibrückenstraße 5-7 (Breiterhof)
Markenabteilungen:
Cincinnatistraße 64
81534 München

Hausadresse (für Fracht)
Deutsches Patent- und Markenamt
Zweibrückenstraße 12
80331 München

Telefon (089) 2195-0
Telefax (089) 2195-2221
Internet: <http://www.dpma.de>

Zahlungsempfänger:
Bundeskasse Weiden
88k München
Kto.Nr.: 700 010 54
BLZ: 700 000 00
BIC (SWIFT-Code): MARKDEF1700
IBAN: DE84 7000 0000 0070 0010 54

P 2401.1
1.04 S-Bahnanschluss im
Münchner Verkehrs- und
Tarifverbund (MVV):



Zweibrückenstr. 12 (Hauptgebäude)
Zweibrückenstr. 5-7 (Breiterhof)
S1 - S8 Haltestelle Isartor

Cincinnatistraße:
S2 Haltestelle Fasangarten

1) DE 100 15 810 A1

2) JP 10-1000884 A

Auf Grund der als Beschleunigungsantrag zu wertenden Anfrage der Anmelderin vom 09.08.2005 erfolgt die Aufnahme der Sachprüfung mit den ursprünglich eingereichten Anmeldungsunterlagen mit Ansprüchen 1 bis 19, wobei die tragenden Ansprüche 1 und 19 auf eine **Fahrzeugbremssteuervorrichtung** und ein Verfahren zum Erfassen eines Defektes einer Bremsvorrichtung gerichtet sind.

Zum Stand der Technik wird neben der auf die Anmelderin zurück gehenden Entgegenhaltung 1) auf die von der Anmelderin selbst genannte Entgegenhaltung 2) hingewiesen, deren Funktion auf S.2, erster Absatz, der Anmeldungsunterlagen kurz erläutert ist. Ein darüber hinaus gehender Stand der Technik ist bisher nicht ermittelt worden.

Gegenstand des Anspruchs 1 ist eine **Fahrzeugbremssteuervorrichtung** in der in der Fachwelt bekannten, für eine Betriebsweise „brake-by-wire“ vorgesehenen Art, wie sie auch die Entgegenhaltung 1) zeigt. Hier wird der Bremsdruck am Rad im Normalfall aktiv über eine Pumpe (50, 52) als Druckquelle und ein Hydraulikdruck-Regelteil (Ventile 68 bis 82) eingestellt wird und für Notfälle ist ein zusätzlicher Hauptbremszylinder (28) vorgesehen, der im Normalfall zur Sicherstellung eines mit dem Pedalweg des Bremspedals (30) bei der Betätigung verbundenen Pedalgefühls über ein Schaltventil (47) auf einen Hubsimulator (46) arbeitet. Zur Abtrennung des Hauptzylinders von dem aktiven Hydraulikdruck-Regelteil im Normalfall ist dabei ein Trennventil (38) - in der Anmeldung als „Auf/Zu-Ventil (20)“ bezeichnet - vorgesehen, und der Druck zwischen Hauptzylinder und Trennventil wird von einem Drucksensor (48) erfasst. Das Ganze wird zwangsläufig von einem Steuerteil gesteuert.

Damit sind durch die Entgegenhaltung 1) sämtliche gegenständlichen Merkmale der **Fahrzeugbremssteuervorrichtung** des Anspruchs 1 bekannt. Die weiter noch vorhandenen Merkmale des Anspruchs 1 betreffen ganz offensichtlich reine Verfahrensmerkmale.

Diese Verfahrensmerkmale sind zwar im Stand der Technik als solches nicht aufgefunden worden, sie haben aber in einem Vorrichtungsanspruch keinen Platz, zumal wenn die Vorrichtung als solches bekannt ist.

Weiterhin gilt: nach der Lehre des Kennzeichenteils des Anspruchs 1 soll in einem für sich aus der Entgegenhaltung 1) bekannten System bestimmt werden, ob der Hubsimulator (16, 18) defekt ist. Defekt könnte damit nach den weiteren Anmeldungsunterlagen sein: das Puffervolumen (18) des Hubsimulators mit den die Pedalkennlinie formenden Teilen und/oder das dieses Puffervolumen (im Notfall beim Einsatz des Hauptzylinderdruckes direkt) abtrennende Schaltventil (16) (vgl. z.B. auch Fig.1).

Hier sieht die Prüfungsstelle eine Unklarheit, weil nicht gesagt ist, ein Defekt welchen Teiles bestimmt werden soll.

Unbeschadet dessen erscheint aber auch die weitere Lehre des Kennzeichenteils als unklar und/oder unvollständig.

Es ist zwar nachvollziehbar, dass durch Aktivierung der Druckquelle (4) und des Hydraulikdruck-Regelteiles (6) das System stromab des geschlossenen Trennventils (20) auch bei unbetätigtem Bremspedal unter Druck (beliebiger Höhe?) gesetzt werden (und dabei das Fahrzeug gebremst / festgebremst werden) kann, sodass dann beim Öffnen des Trennventils (20) eine Druckabbau-Strömung in Richtung zum Hauptzylinder in Gang gesetzt und Druckmittel über den unbetätigten Hauptzylinder und dessen dabei offenen Schnüffelbohrungen (das ist allgemeines Fachwissen) zum Vorratsbehälter abgeleitet wird.

Ebenso ist nachvollziehbar, dass während dieses Vorgangs eine Änderung des Signals an dem Drucksensor (24) zu erwarten ist.

Dies um so mehr, als es durch die Entgegenhaltung 2) in der Art der Würdigung auf Seite 2, erster Absatz, der Anmeldungsunterlagen bereits bekannt zu sein scheint, Druckverläufe in Bremssystemen an Hand von Sensor-Signalen zu verfolgen (vgl. „operation condition“ in „solution“ bei Entgegenhaltung 1)), was einen der Anmeldung eigenen erfinderischen Schritt in Frage stellen würde.

Es ist jedoch nicht erkennbar, wie aus der reinen Tatsache einer (wie auch immer

gearteten) Druckänderung am Drucksensor (24) und ohne Kenntnis des Ausgangsdruckes bzw. seines Verlaufes sowie von der Art des Defektes (ggfs. in Verbindung mit einem anzugebenden Schaltzustand des Schaltventils (16)) auf einen defekten Hubsimulator (16,18) geschlossen werden kann, d.h. ein defektes Schaltventil (16) und/oder ein dahinter liegendes defektes Simulatorvolumen (18) mit Kennlinien-Former.

Hier fehlen offensichtlich weitere grundsätzliche Angaben zur Darstellung einer vollständigen Lehre, sodass der Anspruch 1 auch mangels einer klaren und vollständigen Lehre zum technischen Handeln nicht zugestanden werden kann.

Mit dem Anspruch 1 fallen bereits wegen ihres Rückbezuges auch die Ansprüche 2 bis 18, zu denen in sachlicher Hinsicht folgendes anzumerken ist:

Die Ansprüche 2 und folgende enthalten offensichtlich in ihren Merkmalen Aussagen, die geeignet sind, die o.g. Mängel bzw. Lücken des bzw. in der Lehre eines neuen entsprechenden **Verfahrensanspruchs 1** zu schließen, wenn sie auch nicht auf den im System stromab des Trennventils (20) vorher aufgebauten (stets gleichen?) Druck eingehen.

Im Sinne einer Vervollständigung der Lehre könnte das Merkmal des Anspruchs 2 in einen neuen Anspruch 1 aufgenommen werden, an den sich dann die weiteren Unteransprüche anschließen könnten.

Für den bereits derzeit als Verfahrensanspruch formulierten Anspruch 19 gilt im Wesentlichen das oben zu den Verfahrensmerkmalen des geltenden Anspruchs 1 Gesagte. Er ist damit ebenfalls nicht gewährbar.

Aus den genannten Gründen ist die Erteilung des nachgesuchten Patentbeschlusses nicht möglich.

Prüfungsstelle für Klasse B 60 T

Dipl.Ing. Beyer

Telefon 089-2195-3487

Anlage: Ablichtungen von zwei Entgegenhaltungen



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 Offenlegungsschrift
10 DE 100 15 810 A 1

51 Int. Cl. 7:
B 60 T 8/58
B 60 T 8/48
B 60 T 13/66

21 Aktenzeichen: 100 15 810.2
22 Anmeldetag: 30. 3. 2000
43 Offenlegungstag: 7. 6. 2001

30 Unionspriorität:
11-94808 01. 04. 1999 JP

71 Anmelder:
Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP

74 Vertreter:
WINTER, BRANDL, FÜRNISS, HÜBNER, RÖSS,
KAISER, POLTE, Partnerschaft, 80336 München

72 Erfinder:
Otomo, Akihiro, Toyota, Aichi, JP

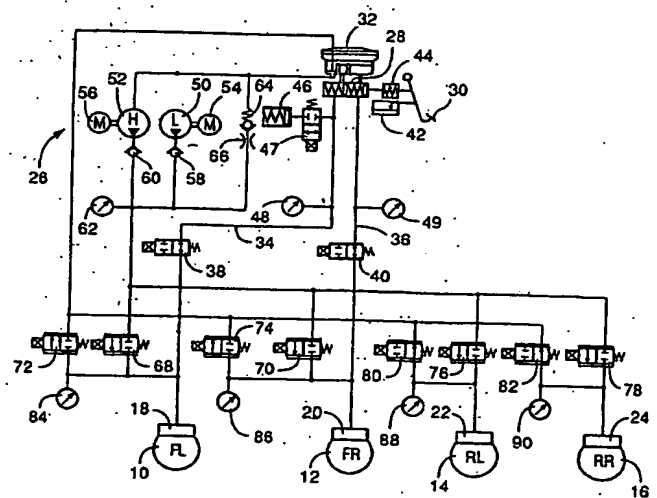
DE 100 15 810 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Bremsanlage zum Minimieren des Hochlastbetriebs einer Pumpenvorrichtung zum Betätigen von Bremszylindern

57 Hydraulische Bremsanlage für Kraftfahrzeuge, bei der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen (68-82) zwischen jeweiligen Radbremszylindern (18-24) sowie einer Hydraulikpumpenvorrichtung (26) und einem Ausgleichsbehälter (32) angeordnet sind, um ein Anheben und Absenken des Drucks in jedem Radbremszylinder zu ermöglichen. Die Bremsanlage weist eine mindestens während eines Teils einer Betriebsperiode der Pumpenvorrichtung (26) für Radantriebs-Schlupfregelung oder Fahrzeug-Fahrstabilitätsregelung betreibbare Schaltsteuervorrichtung (116) auf, wobei während dieser Periode die Radbremszylinder aus mindestens einem betätigten Radbremszylinder und mindestens einem nicht-betätigten Radbremszylinder bestehen. Die Schaltsteuervorrichtung steuert mindestens eine der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen, die mindestens einem der mindestens einen nicht-betätigten Radbremszylinder entspricht, so daß die Pumpenvorrichtung über die mindestens eine der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen mit dem Ausgleichsbehälter (32) verbunden ist. Die Bremsanlage kann dazu ausgelegt sein, einen Betrieb einer Hochdruckpumpe der Pumpenvorrichtung bei stehendem Fahrzeug zu unterbinden, und/oder eine Niederdruckpumpe zu verwenden, wenn die angestrebte Anstiegsrate des Radbremszylinderdrucks vergleichsweise niedrig ist.



DE 100 15 810 A 1

Beschreibung

Die vorliegende Anmeldung basiert auf der am 01.04.1999 eingereichten japanischen Patentanmeldung Nr. 11-94808, auf die hiermit vollinhaltlich Bezug genommen wird.

HINTERGRUND DER ERFINDUNG

Umfeld der Erfindung

Die vorliegende Erfindung betrifft im allgemeinen eine hydraulisch betriebene Bremsanlage für Kraftfahrzeuge, die mit einer Pumpenvorrichtung zum Erzeugen eines hydraulischen Bremsdrucks ausgerüstet sind, und betrifft insbesondere Verfahrenswesen zum Verhindern eines Hochlastbetriebs der Pumpenvorrichtung.

Erörterung des einschlägigen Standes der Technik

Ein Typ einer mit einer Pumpenvorrichtung versehenen Kraftfahrzeugbremsanlage ist des weiteren mit Radbremsen, einem Ausgleichsbehälter und einer Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung versehen. Jede der Radbremsen weist einen Radbremszylinder auf, der durch ein unter Druck gesetztes Arbeitsfluid betätigt wird. Der Ausgleichsbehälter ist zum Speichern des Arbeitsfluids vorgesehen, und die Pumpenvorrichtung ist dazu ausgelegt, das vom Ausgleichsbehälter erhaltene Arbeitsfluid unter Druck zu setzen und das unter Druck gesetzte Arbeitsfluid an den Radbremszylinder zu fördern. In der Regel weist die Pumpenvorrichtung eine Niederdruckpumpe und eine Hochdruckpumpe auf. Die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung ist mit dem Radbremszylinder, dem Ausgleichsbehälter und der Pumpenvorrichtung verbunden und weist mindestens einen Druckerhöhungszustand und einen Druckverminderungszustand auf. Im Druckerhöhungszustand der Ventilvorrichtung kann das von der Pumpenvorrichtung geförderte, unter Druck gesetzte Arbeitsfluid in die Radbremszylinder strömen. Im Druckverminderungszustand kann das druckbeaufschlagende Fluid vom Radbremszylinder auf den Ausgleichsbehälter hin abgeführt werden.

Bei der herkömmlichen Kraftfahrzeugbremsanlage vom oben genannten Typ wird die Pumpenvorrichtung häufig unter einer hohen Last betrieben. In den Bremsanlagen, die mit einer Mehrzahl von Radbremszylindern und einer Mehrzahl von Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen für die einzelnen Radbremszylinder versehen sind, besteht zum Beispiel eine Tendenz, die Pumpenvorrichtung während einer Antriebs-Schlupfregelung und einer Fahrzeugstabilitätsregelung häufig unter hoher Last zu betreiben. Bei der Schlupfregelung werden die Antriebsräder des Fahrzeugs abgebremst, um einen übermäßigen Schlupf der Antriebsräder auf der Fahrbahnoberfläche während einer Beschleunigung des Fahrzeugs zu verhindern. Bei der Fahrzeugstabilitätsregelung wird/werden ein geeignetes bzw. geeignete der Räder gebremst, um die Fahrstabilität des Fahrzeugs zu verbessern. Während einer Bremsung, durch die das Fahrzeug zum Stehen gebracht werden soll, neigt der Fahrzeugführer dazu, ein Bremsenbetätigungselement selbst dann mit einer übermäßig großen Betätigungskraft bzw. -hub zu betätigen, wenn die erforderlichen, auf die Radbremszylinder aufzubringenden Bremsdrücke nicht sehr hoch sind. Diese Tendenz ergibt sich aus der Tatsache, daß die Bremsanlage nicht mit einer geeigneten Anzeigevorrichtung versehen ist, die den Fahrzeugführer darüber informiert, ob das Anhalten des Fahrzeugs mit einem angemessenen Verzögerungswert bzw. mit einer angemessenen Betätigungskraft bzw. -hub des

Bremsenbetätigungselements vorgenommen wird. Hieraus ergibt sich eine Wahrscheinlichkeit, daß die Pumpenvorrichtung unter einer unnötig hohen Last betrieben wird.

Es besteht auch eine Tendenz zum Betreiben der Pumpenvorrichtung unter einer unnötig hohen Last, wenn die angestrebte Anstiegsrate der Radzylinderdrücke, die durch eine Betätigungsgeschwindigkeit des Bremsenbetätigungselements bestimmt wird, vergleichsweise niedrig ist. Die Pumpenvorrichtung, welche eine Niederdruckpumpe und eine Hochdruckpumpe aufweist, wird in der Regel derart gesteuert, daß die Niederdruckpumpe betrieben wird, wenn der durch den Betätigungsbetrag des Bremsenbetätigungselements bestimmte, angestrebte Radbremsdruck unter einer vorgegebenen Obergrenze liegt, und die Hochdruckpumpe betrieben wird, wenn der angestrebte Radbremsdruck nicht unter der vorgegebenen Obergrenze liegt. Wenn die angestrebte Anstiegsrate des Radbremsdrucks vergleichsweise gering ist, ist der durch die Niederdruckpumpe erzeugbare Radbremsdruck höher als im Fall einer vergleichsweise hohen angestrebten Anstiegsrate. Da dieser Umstand bei der Steuerung der Pumpenvorrichtung in der herkömmlichen Bremsanlage nicht in Betracht gezogen wird, wird der Betrieb der Hochdruckpumpe ungeachtet der angestrebten Anstiegsrate des Radbremsdrucks eingeleitet, wenn der angestrebte Radbremsdruck über dieser vorgegebenen Obergrenze liegt, obgleich die Niederdruckpumpe selbst dann weiter betrieben werden kann, nachdem der angestrebte Radbremsdruck die vorgegebene Obergrenze übersteigt, solange die angestrebte Anstiegsrate des Radbremsdrucks vorliegt. Diese herkömmliche Anordnung resultiert in einem unnötigen Betrieb der Hochdruckpumpe, d. h. einem Betrieb der Pumpenvorrichtung unter einer unnötig hohen Last, was zu einer Verschwendung von elektrischer Energie, einem verstärkten Betriebsgeräusch und einer verkürzten Lebensdauer eines gegebenenfalls in der Pumpenvorrichtung vorgesehenen Druckbegrenzungsventils führt.

ABRISS DER ERFINDUNG

Es ist daher eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine hydraulisch betriebene Bremsanlage für Kraftfahrzeuge zur Verfügung zu stellen, die dazu ausgelegt ist, die Häufigkeit eines Hochlastbetriebs der Pumpenvorrichtung zu minimieren.

Diese Aufgabe kann gemäß einer jeden der nachfolgenden Ausführungsweisen der vorliegenden Erfindung gelöst werden, die in Übereinstimmung mit den beigefügten Ansprüchen numeriert sind, und, wo angebracht, von einer anderen Ausführungsweise oder anderen Ausführungsweisen abhängig gemacht sind, um mögliche Kombinationen von Bauteilen oder technischen Merkmalen anzugeben oder klarzustellen. Hierbei ist zu bemerken, daß die vorliegende Erfindung nicht auf die rein zu Veranschaulichungszwecken beschriebenen technischen Merkmale oder jegliche Kombinationen davon beschränkt ist.

(1) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage für Kraftfahrzeuge, welche aufweist:
eine Mehrzahl von hydraulischen Bremsen mit jeweiligen, hydraulisch betriebenen Radbremszylindern zum Bremsen von jeweiligen Rädern des Fahrzeugs;
einen Ausgleichsbehälter;
eine Pumpenvorrichtung zum Unterdrucksetzen eines vom Ausgleichsbehälter empfangenen Arbeitsfluids;
und eine Mehrzahl von jeweils zwischen den Radbremszylindern sowie dem Ausgleichsbehälter und der Pumpenvorrichtung angeordneten Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen, wobei jede der Hydraulik-

druck-Steuerventilvorrichtungen zumindest einen Druckerhöhungszustand besitzt, in dem das durch die Pumpenvorrichtung unter Druck gesetzte Arbeitsfluid an einen entsprechenden Radbremszylinder gefördert werden kann, und einen Druckverminderungszustand, in dem das unter Druck gesetzte Arbeitsfluid aus dem entsprechenden einen Radbremszylinder an den Ausgleichsbehälter abgeführt werden kann; und eine Schaltsteuervorrichtung mit einer mindestens während eines Teils einer Betriebsperiode der Pumpenvorrichtung betreibbaren Verbindungsvorrichtung, in dem die Mehrzahl von Radbremszylindern aus mindestens einem betätigten Radbremszylinder besteht, dessen Betätigung erforderlich ist, und mindestens einem nicht-betätigten Radbremszylinder, dessen Betätigung nicht erforderlich ist, wobei die Verbindungsvorrichtung mindestens eine der Mehrzahl von Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen steuert, die mindestens einem der genannten mindestens einen nicht-betätigten Radbremszylinder entspricht, so daß die Pumpenvorrichtung mit dem Ausgleichsbehälter für die Fluidverbindung zwischen ihnen durch die obenstehend angegebene, mindestens eine der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen verbunden ist.

In einer Bremsanlage mit einer Mehrzahl von Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen für jeweilige Radbremszylinder werden eine Radantriebs-Schlupfregelung zum Bremsen von Antriebsrädern, um übermäßigen Schlupf der Antriebsräder während des Beschleunigens des Fahrzeugs zu verhindern, und eine Fahrzeug-Fahrstabilitätsregelung zum Bremsen eines geeigneten oder einiger geeigneter der Räder, um die Fahrstabilität des Fahrzeugs zu verbessern, in der Regel derart durchgeführt, daß mindestens einer der Radbremszylinder betätigt werden soll, während der weitere bzw. die weiteren Radbremszylinder nicht betätigt werden soll/en. Die Verbindungsvorrichtung der Schaltsteuervorrichtung zum Steuern der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen wird in einer solchen Situation betrieben, um mindestens eine der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen, die einem der mindestens einen nicht-betätigten Radbremszylinder entspricht, in einen Verbindungszustand zu versetzen, in dem die Pumpenvorrichtung mit dem Ausgleichsbehälter für eine Fluidverbindung zwischen ihnen über die oben erwähnte mindestens eine der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen verbunden ist, so daß das von der Pumpenvorrichtung geförderte, unter Druck gesetzte Fluid über die oben erwähnte mindestens eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung an den Ausgleichsbehälter zurückgeführt wird. Infolgedessen wird der Förderdruck der Pumpenvorrichtung verringert und die auf die Pumpenvorrichtung einwirkende Last reduziert, wodurch ein unnötiger Verbrauch an elektrischer Energie durch die Pumpenvorrichtung verhindert, das Betätigungsgeräusch eines Druckbegrenzungsventils vermindert, und die Lebensdauer des Druckbegrenzungsventils verlängert werden kann, falls das Druckbegrenzungsventil mit der Pumpenvorrichtung verbunden ist. Wenn die oben genannte eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung in den erwähnten Verbindungszustand versetzt wird, wird der entsprechende mindestens eine, nicht-betätigte Radbremszylinder ebenfalls mit dem Ausgleichsbehälter verbunden, und der Fluidruck in dem entsprechenden mindestens einen, nicht-betätigten Radbremszylinder kann nicht angehoben werden. Dies ist jedoch nicht von Bedeutung, da der nicht-betätigte Radbremszylinder

der nicht betätigt werden soll.

(2) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß der obenstehenden Ausführungsweise, bei der der Teil der Betriebsperiode der Pumpenvorrichtung einen Teil der Betriebsperiode beinhaltet, in dem ein Druck des Arbeitsfluids in einem jeglichen der mindestens einen betätigten Radbremszylinder nicht angehoben werden soll.

Während die oben erwähnte, mindestens eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung, die dem genannten mindestens einen nicht-betätigten Radbremszylinder entspricht, in den Verbindungszustand versetzt ist, kann der Fluidruck in jedem der mindestens einen betätigten Radbremszylinder nicht wie erforderlich angehoben werden. Zwar kann der Fluidruck in jedem betätigten Radbremszylinder angehoben werden, wenn eine Blende oder ein Drosselelement für jeden nicht-betätigten Radbremszylinder in Reihe mit der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung geschaltet ist, jedoch kann in diesem Fall der Fluidruck in jedem betätigten Radbremszylinder nicht auf einen angestrebten Wert angehoben werden, und das Vorsehen des Drosselelements verringert notwendigerweise einen Effekt der Reduzierung der Last auf die Pumpenvorrichtung durch Verbinden der Pumpenvorrichtung mit dem Ausgleichsbehälter über die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung. Gemäß der obenstehenden Ausführungsweise (2) der vorliegenden Erfindung wird die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung für jeden nicht-betätigten Radbremszylinder nur in den Verbindungszustand zum Verbinden der Pumpenvorrichtung mit dem Ausgleichsbehälter versetzt, während der Druck des Arbeitsfluids in einem jeglichen der mindestens einen betätigten Radbremszylinder nicht angehoben werden soll. Diese Anordnung gestattet eine effektive Reduzierung der auf die Pumpenvorrichtung wirkenden Last, während die oben genannten Nachteile verhindert werden.

(3) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß der obenstehenden Ausführungsweise (1) oder (2), bei der die Schaltsteuervorrichtung des weiteren eine Trennvorrichtung aufweist, die betreibbar ist, wenn ein Druck des Arbeitsfluids in einem jeglichen der mindestens einen betätigten Radbremszylinder angehoben werden soll, wobei die Trennvorrichtung die mindestens eine der Mehrzahl von Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen steuert, die dem mindestens einen der mindestens einen nicht-betätigten Radbremszylinder entspricht, so daß die Pumpenvorrichtung durch die mindestens eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung vom Ausgleichsbehälter getrennt wird.

Wenn der Druck des Arbeitsfluids in einem jeglichen der mindestens einen betätigten Radbremszylinder angehoben werden soll, wird die Trennvorrichtung betrieben, um die mindestens eine der Mehrzahl von Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen zu steuern, die dem mindestens einen der mindestens einen nicht-betätigten Radbremszylinder entspricht, so daß die Pumpenvorrichtung durch die mindestens eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung vom Ausgleichsbehälter getrennt wird, um einen Druckanstieg des Fluids in jedem der mindestens einen betätigten Radbremszylinder zu ermöglichen, deren Druck angehoben werden soll. In diesem Fall wird das von der Pumpenvorrichtung geförderte, unter Druck gesetzte Fluid in dem mindestens einen betätigten Radbremszylinder aufgenommen, dessen Druck angehoben wird, und der Förderdruck der Pumpenvorrichtung steigt nicht auf einen

unnötig hohen Pegel, wodurch das Einwirken einer übermäßig hohen Last auf die Pumpenvorrichtung verhindert wird.

(4) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß einer der obenstehenden Ausführungsweisen (1)–(3), bei der die Pumpenvorrichtung eine Niederdruckpumpe sowie eine Hochdruckpumpe mit einem maximalen Förderdruck aufweist, der über demjenigen der Niederdruckpumpe liegt, wobei die Bremsanlage des weiteren eine Hochdruckpumpenbetrieb-Einschränkungsvorrichtung (116, S11, S12) zum Einschränken eines Betriebs der Hochdruckpumpe aufweist, während das Kraftfahrzeug im wesentlichen steht.

(5) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß einer der obenstehenden Ausführungsweisen (1)–(4), bei der die Pumpenvorrichtung eine Niederdruckpumpe sowie eine Hochdruckpumpe mit einem maximalen Förderdruck aufweist, der über demjenigen der Niederdruckpumpe liegt, wobei die Bremsanlage des weiteren eine Schwellendruck-Änderungsvorrichtung zum Erhöhen eines Schwellenwertes für einen vom Betreiber gewünschten, auf die Radbremszylinder aufzubringenden Arbeitsfluiddruck aufweist, über dem die Hochdruckpumpe betrieben wird, wenn eine Anstiegsrate des vom Betreiber angestrebten Arbeitsfluiddrucks unter einer vorgegebenen Untergrenze liegt.

(6) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage für Kraftfahrzeuge, welche aufweist:
eine Mehrzahl von hydraulischen Bremsen mit jeweiligen, hydraulisch betriebenen Radbremszylindern zum Bremsen von jeweiligen Rädern des Fahrzeugs;
einen Ausgleichsbehälter;

eine Pumpenvorrichtung zum Unterdrucksetzen eines vom Ausgleichsbehälter empfangenen Arbeitsfluids, wobei die Pumpenvorrichtung eine Niederdruckpumpe sowie eine Hochdruckpumpe mit einem maximalen Förderdruck aufweist, der über demjenigen der Niederdruckpumpe liegt;

eine Mehrzahl von jeweils zwischen den Radbremszylindern sowie dem Ausgleichsbehälter und der Pumpenvorrichtung angeordneten Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen, wobei jede der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen zumindest einen Druckerhöhungszustand besitzt, in dem das durch die Pumpenvorrichtung unter Druck gesetzte Arbeitsfluid an einen entsprechenden der Radbremszylinder gefördert werden kann, und einen Druckverminderungszustand, in dem das unter Druck stehende Arbeitsfluid aus dem entsprechenden einen Radbremszylinder an den Ausgleichsbehälter abgeführt werden kann; und
eine Hochdruckpumpenbetrieb-Einschränkungsvorrichtung zum Einschränken eines Betriebs der Hochdruckpumpe, während das Kraftfahrzeug im wesentlichen steht.

Ein typisches Beispiel für die gemäß der obenstehenden Ausführungsweise (6) zur Verfügung gestellte Hochdruckpumpenbetrieb-Einschränkungsvorrichtung ist eine Hochdruckpumpenbetrieb-Verhinderungsvorrichtung zum Verhindern eines Betriebs der Hochdruckpumpe bei stehendem Fahrzeug. Die Hochdruckpumpenbetrieb-Verhinderungsvorrichtung verhindert einen Betrieb der Hochdruckpumpe selbst dann, wenn der Fahrzeugführer das Bremsenbetätigungselement mit einer unnötig hohen Kraft betätigt, so daß eine unnötig hohe, auf die Pumpenvorrichtung wirkende Last vermieden werden kann, während das Fahrzeug steht. In einigen Fällen ist es jedoch aus dem einen oder anderen Grund erforderlich oder erwünscht, die Hoch-

druckpumpe zu betätigen. Angesichts dieser Anfordernis oder Erwünschtheit kann die Hochdruckpumpenbetrieb-Einschränkungsvorrichtung dazu ausgelegt sein, den Betrieb der Hochdruckpumpe bei stehendem Fahrzeug zu unterbinden, wenn der Betätigungsbetrag des Bremsenbetätigungselements unter einem vorgegebenen Schwellenwert liegt, den Betrieb der Hochdruckpumpe jedoch auch bei stehendem Fahrzeug zuzulassen, wenn der Betätigungsbetrag über dem vorgegebenen Schwellenwert liegt.

(7) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage für Kraftfahrzeuge, welche aufweist:

eine Mehrzahl von hydraulischen Bremsen mit jeweiligen, hydraulisch betriebenen Radbremszylindern zum Bremsen von jeweiligen Rädern des Fahrzeugs;
einen Ausgleichsbehälter;

eine Pumpenvorrichtung zum Unterdrucksetzen eines vom Ausgleichsbehälter empfangenen Arbeitsfluids, wobei die Pumpenvorrichtung eine Niederdruckpumpe sowie eine Hochdruckpumpe mit einem maximalen Förderdruck aufweist, der über demjenigen der Niederdruckpumpe liegt;

eine Mehrzahl von jeweils zwischen den Radbremszylindern sowie dem Ausgleichsbehälter und der Pumpenvorrichtung angeordneten Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen, wobei jede der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen zumindest einen Druckerhöhungszustand besitzt, in dem das durch die Pumpenvorrichtung unter Druck gesetzte Arbeitsfluid an einen entsprechenden der Radbremszylinder gefördert werden kann, und einen Druckverminderungszustand, in dem das unter Druck gesetzte Arbeitsfluid aus dem entsprechenden einen Radbremszylinder an den Ausgleichsbehälter abgeführt werden kann; und
eine Schwellendruck-Änderungsvorrichtung zum Erhöhen eines Schwellenwertes für einen vom Betreiber gewünschten, auf die Radbremszylinder aufzubringenden Arbeitsfluiddruck, über dem die Hochdruckpumpe betrieben wird, wenn eine Anstiegsrate des vom Betreiber angestrebten Arbeitsfluiddrucks unter einer vorgegebenen Untergrenze liegt.

Bei der Bremsanlage gemäß der obenstehenden Ausführungsweise (7) ist die Schwellendruck-Änderungsvorrichtung zum Erhöhen des Schwellenwertes zum Einleiten des Betriebs der Hochdruckpumpe vorgesehen, wenn die Anstiegsrate des vom Betreiber angestrebten, auf die Radbremszylinder aufzubringenden Arbeitsfluiddrucks unter der vorgegebenen Untergrenze liegt, so daß die Häufigkeit des Betriebs der Hochdruckpumpe verringert ist, was es ermöglicht, die auf die Pumpenvorrichtung einwirkende Last zu reduzieren.

(8) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß der obenstehenden Ausführungsweise (7), welche des weiteren aufweist:

ein durch einen Betreiber des Kraftfahrzeugs betätigbares Bremsenbetätigungselement;

eine Betriebserfassungsvorrichtung zum Erfassen eines Betriebszustands des Bremsenbetätigungselements; und

eine Bestimmungseinrichtung zum Bestimmen der Anstiegsrate des vom Betreiber gewünschten, auf die Radbremszylinder aufzubringenden Arbeitsfluiddrucks auf der Grundlage des Betriebszustands des Bremsenbetätigungselements gemäß der Erfassung durch die Betriebserfassungsvorrichtung.

(9) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß einer der obenstehenden Ausführungsweisen (1)–(8),

bei der die Pumpenvorrichtung eine Hochdruckpumpe und ein mit der Hochdruckpumpe parallel geschaltetes Druckbegrenzungsventil aufweist.

Falls die Pumpenvorrichtung ein Druckbegrenzungsventil aufweist, erhöht sich die Betriebshäufigkeit des Druckbegrenzungsventils mit der Hochlastbetriebs- 5 häufigkeit der Pumpenvorrichtung. Bei der Bremsanlage gemäß der obenstehenden Ausführungsweise (1), (6) oder (7), die mit der Schaltsteuervorrichtung (Verbindungs- 10 vorrichtung), der Hochdruckpumpenbetrieb-Einschränkungs- oder der Schwellendruck-Änderungsvorrichtung versehen ist, ist die Hochlastbetriebs- häufigkeit der Pumpenvorrichtung verringert, und die Betriebshäufigkeit des Druckbegrenzungsventils ist dementsprechend verringert, wodurch das durch 15 das Druckbegrenzungsventil erzeugte Geräusch verringert und die Lebensdauer des Druckbegrenzungsventils verlängert wird.

(10) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß einer der obenstehenden Ausführungsweisen (1)–(8), 20 bei der die Pumpenvorrichtung eine Hochdruckpumpe sowie eine parallel zur Hochdruckpumpe geschaltete Reihenschaltung aus einem Druckbegrenzungsventil und einem Drosselement aufweist.

Der Vorteil, den das Vorsehen des parallel zur Hochdruckpumpe geschalteten Druckbegrenzungsventils 25 bietet, wurde obenstehend in Bezug auf die obenstehende Ausführungsweise (9) der Erfindung beschrieben. Die obenstehende Ausführungsweise (10) der Bremsanlage, bei der ein Drosselement in Reihe mit dem Druckbegrenzungsventil geschaltet ist, weist die 30 nachfolgend beschriebenen Vorteile auf.

Wenn das Druckbegrenzungsventil parallel zur Hochdruckpumpe geschaltet ist, wirkt keine übermäßig hohe Last auf die Hochdruckpumpe und ihre Antriebsquelle. 35 Ein Defekt des Druckbegrenzungsventils kann jedoch dazu führen, daß das von der Hochdruckpumpe geförderte, unter Druck stehende Fluid in mehr oder minder hohem Maße durch das Druckbegrenzungsventil abgeführt wird, was in einem Abfall des Förderdrucks der Hochdruckpumpe resultiert. Das Vorsehen der Schalt- 40 steuervorrichtung (Verbindungs- oder der Schwellendruck-Änderungsvorrichtung) gemäß der vorliegenden Erfindung ist dabei wirksam, die Betriebshäufigkeit des Druckbegrenzungsventils zu verringern, wodurch die Möglichkeit des Auftretens eines Ausfalls des Druckbegrenzungsventils herab- 45 gesetzt wird. Das Vorsehen des mit dem Druckbegrenzungsventil in Reihe geschalteten Drosselements gemäß der obenstehenden Ausführungsform (10) ist des weiteren vorteilhaft, da das Drosselement eine Redu- 50 zierung der Fördermenge des unter Druck stehenden Fluids durch das Druckbegrenzungsventil selbst dann bewirkt, wenn das Druckbegrenzungsventil aufgrund eines darin verfangenen Fremdkörpers geöffnet bleibt. 55 Das Drosselement bewirkt somit in einem solchen Fall eine Reduzierung des Betrags des Förderdruckabfalls des Druckreduzierventils. Beispielsweise ist der Strömungsquerschnitt des Fluids durch das Drosselement relativ zur Förderströmrate der Hochdruckpumpe so entworfen, daß der Förderdruck der Hochdruckpumpe auf einem Niveau gehalten werden kann, das einen normalen Betrieb der Bremsanlage selbst in einem Fall gestattet, in dem das Druckbegrenzungsventil wegen des Fremdkörpers nicht geschlossen werden kann. 65 Das Drosselement erfüllt eine weitere Funktion, während das von der Hochdruckpumpe geförderte, unter

Druck gesetzte Fluid durch das normalerweise in Betrieb befindliche Druckbegrenzungsventil an den Ausgleichsbehälter abgeführt wird. D. h., das Druckbegrenzungsventil wird geöffnet, wenn der Förderdruck der Hochdruckpumpe seinen Öffnungsdruck übersteigt, während das von der Hochdruckpumpe geförderte, unter Druck stehende Fluid keinem der Radbremszylinder zugeführt wird. Wenn die Hochdruckpumpe durch die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung, die einem jeden nicht-betätigten Radbremszylinder entspricht, mit dem Ausgleichsbehälter verbunden ist, wobei die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung durch die gemäß der obenstehenden Ausführungsform (1) der vorliegenden Erfindung vorgesehene Verbindungs- 5 vorrichtung der Schaltsteuervorrichtung gesteuert wird, wird das von der Hochdruckpumpe geförderte, unter Druck stehende Fluid über sowohl das Druckbegrenzungsventil als auch die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung an den Ausgleichsbehälter abgeführt. In diesem Fall beschränkt das mit dem Druckbegrenzungsventil in Reihe geschaltet vorgesehene Drosselement auf geeignete Weise die Fördermenge des Fluids durch das Druckbegrenzungsventil, so daß der Förderdruck der Hochdruckpumpe nicht mit einer unerwünscht hohen Rate verringert wird, d. h. daß er mit einer geeigneten Rate verringert wird.

(11) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß der obenstehenden Ausführungsweise (9) oder (10), 10 welche des weiteren eine bei stehendem Kraftfahrzeug betreibbare Pumpen-/Ventil-Steuervorrichtung aufweist, wobei die Pumpen-/Ventil-Steuervorrichtung die Hochdruckpumpe betätigt und die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen derart steuert, daß sie die Hochdruckpumpe abwechselnd mit den Radbremszylindern verbindet und von diesen trennt, um pulsierende Ströme des Arbeitsfluids hervorzurufen und da- 15 durch das Druckbegrenzungsventil abwechselnd zu öffnen und zu schließen, um so einen darin verfängenen Fremdkörper zu entfernen.

Wenn das Druckbegrenzungsventil infolge eines darin verfängenen Fremdkörpers geschlossen gehalten wird, kann der Fremdkörper ausgespült werden, um das Druckbegrenzungsventil in seinen Normalzustand zurückzusetzen, indem pulsierende Ströme des Arbeitsfluids hervorgerufen werden, wodurch das Druckbegrenzungsventil abwechselnd geöffnet und geschlossen wird. Bei der obenstehenden Ausführungsform (11) der Erfindung ist die Pumpen-/Ventil-Steuervorrichtung dazu vorgesehen, die Hochdruckpumpe zu betätigen und die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen derart zu steuern, daß die Hochdruckpumpe beim Betrieb durch die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen mit den Radbremszylindern verbunden und von diesen getrennt wird, damit die Fluidströme so erzeugt werden, daß sie das Druckbegrenzungsventil abwechselnd öffnen und schließen. Das abwechselnde Verbinden und Trennen der Hochdruckpumpe mit bzw. von den Radbremszylindern kann eine periodische Veränderung im Bremsdruck in jedem Radbremszylinder herbeiführen. Die Pumpen-/Ventil-Steuervorrichtung wird jedoch bei stehendem Fahrzeug betrieben, und der Fahrzeugführer erfährt durch diese periodische Änderung kein unbehagliches Gefühl.

(12) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß der obenstehenden Ausführungsweise (11), welche des weiteren eine Ausfallerfassungsvorrichtung aufweist, die erfaßt, daß das Druckbegrenzungsventil (64) nicht geschlossen werden kann, und bei der die Pumpen-

/Ventil-Steuervorrichtung betrieben wird, wenn die Ausfallerfassungsvorrichtung erfaßt hat, daß sich das Druckbegrenzungsventil nicht schließen läßt.

Bei der Bremsanlage gemäß der obenstehenden Ausführungsweise (12) wird die Pumpen-/Ventil-Steuervorrichtung automatisch betätigt, um das fehlerhafte Druckbegrenzungsventil in seinen Normalzustand zurückzusetzen. D. h., der Fahrzeugführer braucht das Bremsenbetätigungselement oder weitere Betreibersteuerelemente nicht zu bedienen, um die Pumpen-/Ventil-Steuervorrichtung zu betätigen.

(13) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß einer der obenstehenden Ausführungsweisen (1)-(12), bei der die Pumpenvorrichtung eine Hochdruckpumpe und einen Elektromotor zum Antreiben der Hochdruckpumpe aufweist, wobei die Bremsanlage des weiteren eine EIN/AUS-Pumpensteuervorrichtung zum Steuern des Elektromotors aufweist, und die EIN/AUS-Pumpensteuervorrichtung einen EIN-Zustand besitzt, in welchem dem Elektromotor ein vorgegebener Betrag von elektrischem Strom zugeführt wird, sowie einen AUS-Zustand, in welchem dem Elektromotor der vorgegebene Betrag von elektrischem Strom nicht zugeführt wird.

Falls die Pumpenvorrichtung eine Niederdruckpumpe und eine Hochdruckpumpe aufweist, die von jeweiligen Elektromotoren angetrieben werden, können die diesen Elektromotoren zuzuführenden Beträge von elektrischem Strom beide so gesteuert werden, daß der Radbremszylinderdruck wunschgemäß gesteuert wird. Mindestens der Elektromotor zum Antreiben der Hochdruckpumpe kann jedoch von einer EIN/AUS-Pumpensteuervorrichtung gesteuert werden, so daß dem Elektromotor bei Bedarf ein vorgegebener Betrag an elektrischem Strom zugeführt wird, wie bei der Bremsanlage gemäß der obenstehenden Ausführungsweise (13). In diesem Fall kann die Motorsteuervorrichtung einschließlich der Ansteuerschaltung vereinfacht sein und ist zu verringerten Kosten verfügbar. Andererseits ist die obenstehende Anordnung insofern nachteilig, als die Betriebshäufigkeit der Pumpenvorrichtung unter Hochlast erhöht wird. In dieser Hinsicht sind die Schaltsteuervorrichtung, die Hochdruckpumpenbetrieb-Einschränkungsanordnung und die Schwellendruck-Änderungsvorrichtung gemäß der obenstehenden Ausführungsformen (1), (6) und (7) in der Bremsanlage gemäß der obenstehenden Ausführungsform (13) wirksam.

(14) Eine hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß einer der obenstehenden Ausführungsweisen (1)-(13), bei der die Schaltsteuervorrichtung des weiteren aufweist: eine Trennungssteuervorrichtung zum Steuern der mindestens einen der Mehrzahl von Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen, die dem mindestens einen der mindestens einen nicht-betätigten Radbremszylinder entsprechen, so daß die Pumpenvorrichtung durch die mindestens eine der Mehrzahl von Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen vom Ausgleichsbehälter getrennt wird, nachdem die Pumpenvorrichtung durch die Verbindungsvorrichtung mit dem Ausgleichsbehälter verbunden wurde.

In der Regel ist die Bremsanlage derart angeordnet, daß die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen im Normalfall in einen Zustand versetzt sind, in dem die Radbremszylinder von mindestens einem der Pumpenvorrichtung und dem Ausgleichsbehälter getrennt sind, und die Radbremszylinder sowohl mit der Pumpenvorrichtung als auch dem Ausgleichsbehälter verbunden

sind, wenn die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen mit einem elektrischen Strom versorgt werden. Insbesondere die Pumpenvorrichtung ist im Regelfall durch die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen mit dem Ausgleichsbehälter verbunden, wenn diese Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen mit Leistung versorgt werden. Falls die Leistungsverorgung der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen über einen längeren Zeitraum beibehalten wird, um die Pumpenvorrichtung mit dem Ausgleichsbehälter zu verbinden und dadurch die Pumpenvorrichtung gegen ein übermäßig hohe Last zu schützen, können die Magnetventilspulen und weitere Bauteile der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen überhitzen. Um dieses Überhitzen zu vermeiden, ist es erstrebenswert, die Zeitspanne zu begrenzen, in der die Pumpenvorrichtung durch die mit Leistung versorgten Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen in Verbindung mit dem Ausgleichsbehälter gehalten wird, so daß die Pumpenvorrichtung durch Deaktivierung der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen vom Ausgleichsbehälter getrennt wird, nachdem die erwähnte Zeitspanne abgelaufen ist.

KURZBESCHREIBUNG DER ZEICHNUNG

Ein besseres Verständnis dieser und weiterer möglicher Aufgaben, Merkmale, Vorteile sowie der technischen und gewerblichen Bedeutung der vorliegenden Erfindung ergibt sich aus der Lektüre der nachfolgenden detaillierten Beschreibung einer gegenwärtig bevorzugten Ausführungsform der Erfindung unter Bezugnahme auf die beigelegte Zeichnung.

Es zeigt:

Fig. 1 ein Hydraulikkreisdiagramm einer gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung aufgebauten Kraftfahrzeugbremsanlage;

Fig. 2 eine Vorderansicht, teilweise im Querschnitt, des für ein Vorderrad des Fahrzeugs vorgesehenen magnetbetätigten Druckerhöhungs-Steuerventils und Druckreduzier-Steuerventils;

Fig. 3 eine Vorderansicht, teilweise im Querschnitt, des für ein Hinterrad des Fahrzeugs vorgesehenen magnetbetätigten Druckerhöhungs-Steuerventils und Druckreduzier-Steuerventils;

Fig. 4 ein Blockdiagramm zur schematischen Darstellung eines Teils einer Steuervorrichtung für die Kraftfahrzeugbremsanlage, der den Gegenstand der vorliegenden Erfindung betrifft;

Fig. 5 ein Flußdiagramm zur Darstellung einer Regelroutine zum Verhindern eines Hochlastpumpenbetriebs, die von einem Rechner der Steuervorrichtung gemäß einem in einem ROM des Rechners gespeicherten Regelprogramm durchgeführt wird;

Fig. 6 ein Flußdiagramm zur Darstellung einer Routine zum Verhindern des Betriebs der Hochdruckpumpe, die vom Rechner gemäß einem ebenfalls im ROM gespeicherten Regelprogramm durchgeführt wird;

Fig. 7 ein Flußdiagramm zur Darstellung einer Schwellendruckänderungs-Routine zum Verhindern eines Hochdruckpumpenbetriebs veranschaulicht, die vom Rechner gemäß einem ebenfalls im ROM gespeicherten Regelprogramm durchgeführt wird; und

Fig. 8 ist eine graphische Darstellung der Betriebsbereiche einer Niederdruckpumpe und einer Hochdruckpumpe, die durch im ROM gespeicherte Datenabbildungen dargestellt sind.

DETAILLIERTE BESCHREIBUNG DER BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNGSFORM

Unter Bezugnahme auf Fig. 1-8 wird eine hydraulisch betriebene Bremsanlage für Kraftfahrzeuge beschrieben, die gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung aufgebaut ist. Unter anfänglicher Bezugnahme auf Fig. 1 weist das Fahrzeug auf ein linkes Vorderrad (FL) 10, ein rechtes (FR) Vorderrad 12, ein linkes (RL) Hinterrad 14 und ein rechtes (RR) Hinterrad 16 auf, die jeweils mit einer hydraulischen Bremsen mit einem jeweiligen Radbremszylinder 18, 20, 22, 24 versehen sind. Die Radbremszylinder 18, 20, 22, 24 sind mit einer elektrisch betätigten Hydraulikdruckquelle in Form einer Pumpenvorrichtung 26 verbunden, so daß die vier Radbremszylinder parallelgeschaltet sind. Die vorderen Radbremszylinder 18, 20 für die Vorderräder 10, 12 sind ebenfalls mit einer manuell betätigten Hydraulikdruckquelle in Form eines Hauptzylinders 28 verbunden, so daß den vorderen Radbremszylindern 18, 20 ein unter Druck gesetztes Arbeitsfluid zugeführt wird, das von einer ausgewählten unter Pumpenvorrichtung 26 und Hauptzylinder 28 gefördert wird. Den hinteren Radbremszylindern 22, 24 für die Hinterräder 14, 16 wird notwendigerweise das von der Pumpenvorrichtung 26 geförderte, unter Druck gesetzte Fluid zugeführt.

Der Hauptzylinder 28 ist von einem Tandemtyp mit zwei voneinander unabhängigen Druckkammern, deren Fluid drücke entsprechend einer Bremsenbetätigungskraft, die auf ein Bremsenbetätigungselement in Form eines Bremspedals 30 aufgebracht wird, auf ein gleiches Niveau gebracht werden. Die aus diesen beiden Druckkammern des Hauptzylinders 28 geförderten Massen von unter Druck stehendem Fluid werden jeweils den Vorderradbremszylindern 18, 20 zugeführt. Die beiden Druckkammern sind des weiteren mit einem Ausgleichsbehälter 32 verbunden. D. h., wenn das Bremspedal 30 in seine nicht-betätigte Position gestellt ist, ist ein Druckbeaufschlagungskolben im Hauptzylinder 28 in seine vollständig eingefahrene Position gestellt, in der die beiden Druckkammern in Verbindung mit dem Ausgleichsbehälter 32 gehalten sind. Wenn der Druckbeaufschlagungskolben infolge einer Betätigung des Bremspedals 30 um mehr als eine bestimmte Strecke aus seiner vollständig eingefahrenen Position ausgefahren wurde, werden die Druckkammern vom Ausgleichsbehälter 32 getrennt. Eine der beiden Druckkammern ist über einen Fluidkanal 34 mit dem vorderen linken Radbremszylinder 18 verbunden, während die weitere Druckkammer über einen Fluidkanal 36 mit dem vorderen rechten Radbremszylinder 20 verbunden ist. Ein Hauptzylinder-Absperrventil 38 ist im Fluidkanal 34 vorgesehen, während ein Hauptzylinder-Absperrventil 40 im Fluidkanal 36 vorgesehen ist. Diese Absperrventile 38, 40 sind im Normalfall geöffnete, magnetbetätigte Absperrventile.

Mit dem Bremspedal 30 ist ein Weggeber 42 für die Erfassung eines Betätigungsbetrags des Bremspedals 30 verbunden. Zwischen dem Bremspedal 30 und dem Hauptzylinder 28 ist ein erster Hubsimulator 44 angeordnet. Des weiteren ist ein zweiter Hubsimulator 46 mit einem Abschnitt des Fluidkanals 34 zwischen dem Hauptzylinder-Absperrventil 38 und dem Hauptzylinder 28 verbunden. Zwischen diesem zweiten Hubsimulator 46 und dem Hauptzylinder 28 ist ein Absperrventil 47 angeordnet, bei dem es sich um ein im Normalfall geschlossenes magnetbetätigtes Ventil handelt. Das Absperrventil 47 ist offen, während die Hauptzylinder-Absperrventile 38, 40 geschlossen sind, und ist geschlossen, wenn die Absperrventile 38, 40 geöffnet sind. Der erste Hubsimulator 44 ist ein rein mechanisch betätigter, der ein elastisches Element wie etwa eine Feder auf-

weist, dessen elastische Verformung es ermöglicht, daß das Bremspedal 30 relativ zum Hauptzylinder 28 um einen Betrag bewegt wird, der der auf das Bremspedal 30 einwirkenden Betätigungskraft entspricht. Der zweite Hubsimulator 46 ist dazu ausgelegt, das unter Druck gesetzte, vom Hauptzylinder 28 geförderte Fluid aufzunehmen, während das Hauptzylinder-Absperrventil 38 geschlossen ist, so daß der Fluiddruck in dem Fluidkanal 34 während der Betätigung des Bremspedals 30 angehoben wird. Somit wirken der erste und der zweite Hubsimulator 44, 46 zusammen und geben dabei dem Fahrzeugführer das Gefühl einer Betätigung des Bremspedals 30, wie es bei einer herkömmlichen hydraulisch betriebenen Bremsanlage erhalten wird. Ein Hauptzylinder-Drucksensor 48 ist mit einem Abschnitt des Fluidkanals 34 zwischen dem Hauptzylinder-Absperrventil 38 und dem Hauptzylinder 28 verbunden. Dieser Drucksensor 48 ist zum Erfassen des Fluiddrucks in einer der beiden Druckkammern des Hauptzylinders 28 ausgelegt. Ein weiterer Hauptzylinder-Drucksensor 49 ist mit einem Abschnitt des Fluidkanals 36 zwischen dem Hauptzylinder-Absperrventil 40 und dem Hauptzylinder 28 verbunden.

Die Pumpenvorrichtung 26 ist dazu vorgesehen, das vom Ausgleichsbehälter 32 erhaltene Arbeitsfluid unter Druck zu setzen und das unter Druck gesetzte Fluid an die Radbremszylinder 18-24 zu fördern. Die Pumpenvorrichtung 26 weist eine Niederdruckpumpe 50 und eine Hochdruckpumpe 52 auf, die mit dem Ausgleichsbehälter 32 verbunden sind, so daß diese beiden Pumpen 50, 52 parallelgeschaltet sind. Die Niederdruckpumpe 50 und die Hochdruckpumpe 52 werden von einem jeweiligen Elektromotor 54, 56 angetrieben, die mit einer Steuervorrichtung 116 verbunden sind, wie in Fig. 4 gezeigt ist. Für einen normalen, durch eine Betätigung des Bremspedals 30 eingeleiteten Bremsbetrieb wird der Pumpbetrieb der Pumpen 50, 52 durch Steuern des elektrischen Stroms gesteuert, der den Elektromotoren 54, 56 zugeführt werden soll. Die durchgehenden Linien in der graphischen Darstellung von Fig. 8 stehen für Obergrenzen der Betriebsbereiche der Niederdruck- und Hochdruckpumpe 50, 52. Jede dieser Obergrenzen steht für eine Beziehung einer jeden Pumpe 50, 52 zwischen ihrem Förderdruck (MPa) und ihrer Förderstromrate. Die Grenzen werden dazu verwendet, entweder die Niederdruckpumpe oder die Hochdruckpumpe 50, 52 auszuwählen, die betrieben werden sollte, je nach dem vom Betreiber gewünschten Radbremsdruck (angestrebter Förderdruck der Pumpe) und der angestrebten Anstiegsrate des Radbremsdrucks (angestrebte Förderstromrate), die durch den Betätigungshub des Bremspedals 30 und die Anstiegsrate des Betätigungshubs (Betätigungsgeschwindigkeit des Bremspedals 30) bestimmt werden. Die Grenzen oder Beziehungen zwischen dem Förderdruck und der Förderstromrate sind durch Datenabbildungen dargestellt, die in der Steuervorrichtung 116 gespeichert sind.

Aus der graphischen Darstellung von Fig. 8 ist ersichtlich, daß die Niederdruckpumpe 50 betätigt wird, wenn der angestrebte Förderdruck (angestrebter Radbremsdruck) vergleichsweise gering und die angestrebte Anstiegsrate des Förderdrucks (angestrebte Anstiegsrate des Radbremsdrucks) vergleichsweise hoch ist, und daß die Hochdruckpumpe 50 betrieben wird, wenn der angestrebte Förderdruck vergleichsweise hoch ist. In Abhängigkeit von den in Fig. 8 angegebenen Obergrenzen der Betriebsbereiche der Nieder- und Hochdruckpumpe 50, 52 wird die Niederdruckpumpe 50 betrieben, wenn der Radbremsdruck (Fluid im Radbremszylinder 18-24) schnell angehoben werden soll, beispielsweise unmittelbar nach der Einleitung einer Betätigung des Bremspedals 30, und wenn der angestrebte Radbremsdruck vergleichsweise niedrig ist. Wenn der vom Betreiber angestrebte Radbremsdruck vergleichsweise hoch

ist, wird die Niederdruckpumpe 50 zuerst betrieben, und daraufhin die Hochdruckpumpe 52 bei abgeschalteter Niederdruckpumpe 50 betrieben. Bei der vorliegenden Ausführungsform kann der Betriebsbereich der Niederdruckpumpe 50 gemäß der nachfolgenden detaillierten Beschreibung geändert werden.

Der tatsächliche Förderdruck und die Förderstromrate der Niederdruckpumpe 50 kann durch Steuern des dem Elektromotor 54 zugeführten elektrischen Stroms gesteuert werden.

Der Elektromotor 56 für die Hochdruckpumpe 52 hingegen wird einfach nach Bedarf an- und abgeschaltet. D. h., der Elektromotor 56 wird in einen der Zustände versetzt, in dem ihm der elektrische Strom zum Betreiben der Hochdruckpumpe 52 zugeführt, oder den AUS-Zustand, in dem ihm kein elektrischer Strom zugeführt und die Hochdruckpumpe 52 im Ruhezustand gehalten wird. Die Förderstromanschlüsse der Niederdruck- und Hochdruckpumpe 50, 52 sind mit jeweiligen, untereinander in Verbindung stehenden Förderkanälen verbunden. Zwischen den Förderstromanschlüssen und einem Verbindungspunkt der beiden Förderkanäle sind jeweils Rückschlagventile 58, 60 vorgesehen, wie in Fig. 1 gezeigt ist. Während eines Betriebs der Hochdruckpumpe 52 verhindert das Rückschlagventil 58, daß das durch die Hochdruckpumpe 52 unter Druck gesetzte und geförderte Fluid in die Niederdruckpumpe 50 strömt. Während eines Betriebs der Niederdruckpumpe 50 verhindert das Rückschlagventil 60 das Aufbringen des Förderdrucks der Niederdruckpumpe 50 auf die nicht betriebene Hochdruckpumpe 52, was einen Betrieb der Hochdruckpumpe 52 in der entgegengesetzten Richtung und somit einen Strom des Fluids in den Ausgleichsbehälter 32 über die Pumpe 52 zur Folge hätte.

Ein Pumpendrucksensor 62 zum Erfassen des Förderdrucks der Pumpenvorrichtung 26 ist zwischen dem Verbindungspunkt der Förderkanäle der Nieder- und Hochdruckpumpe 50, 52 und den Radbremszylindern 18-24 angeordnet. Die Pumpenvorrichtung 26 weist eine Reihenschaltung eines Druckbegrenzungsventils 64 und einer Blende 66 auf, die parallel mit den Radbremszylindern 18-24 mit der Hochdruckpumpe 52 verbunden sind. Da der Förderdruck der Hochdruckpumpe 52 gemäß den obenstehenden Angaben nicht durch die Steuervorrichtung 116 gesteuert wird, dient das Druckbegrenzungsventil 64 dazu, einen übermäßigen Anstieg des Förderdrucks der Hochdruckpumpe 52 zu verhindern. Eine Aufgabe der Blende 66 ist es, den Förderdruck der Pumpenvorrichtung 26 auf einem ausreichend hohen Niveau zu halten, damit die Radbremszylinder 18-24 betätigt werden können, um das Fahrzeug beispielsweise auch dann mit zumindest einer normalen Bremswirkung zu versehen, wenn das Druckbegrenzungsventil 64 durch ein klemmendes Ventilelement offengehalten wird, das beispielsweise durch einen im Ventil verfangenen Fremdkörper verursacht wurde. Somit dient die Blende 66 als Drosselement. Die weiteren Funktionen der Blende 66 sind nachstehend erläutert.

Für die Radbremszylinder 18, 20 für die Vorderräder 10, 12 sind jeweils magnetbetätigte Druckerhöhungs-Steuerventile 68, 70 und magnetbetätigte Druckreduzier-Steuerventile 72, 74 vorgesehen. Die Druckerhöhungs-Steuerventile 68, 70 ermöglichen die Zuführung des von der Pumpenvorrichtung 26 geförderten, unter Druck stehenden Fluids zu den Vorderradbremsszylindern 18, 20. Die Druckreduzier-Steuerventile 72, 74 ermöglichen die Ableitung des unter Druck stehenden Fluids von den Vorderradbremsszylindern 18, 20 an den Ausgleichsbehälter 32. Jedes dieser Steuerventile 68, 70, 72, 74 ist ein im Normalfall geschlossenes Sitzventil. Für die Hinterradbremsszylinder 22, 24 für die Hinterräder 14, 16, sind jeweils magnetbetätigte Druckerhö-

hungs-Steuerventile 76, 78 vorgesehen zum Fördern unter Druck stehenden Fluids von der Pumpenvorrichtung 26 an die hinteren Radbremszylinder 22, 24, und Druckreduzier-Steuerventile 80, 82 zum Ableiten des unter Druck stehenden Fluids aus den Hinterradbremsszylindern 22, 24 an den Ausgleichsbehälter 32. Die Druckerhöhungs-Steuerventile 76, 78 sind im Normalfall geschlossene magnetbetätigte Sitzventile, während die Druckreduzier-Steuerventile 80, 82 im Normalfall geöffnete magnetbetätigte Sitzventile sind.

Die Fluiddrücke in den Radbremszylindern 18, 20, 22, 24 werden durch jeweilige Radbremszylinder-Drucksensoren 84, 86, 88, 90 erfaßt. Die Druckerhöhungs-Steuerventile 68, 70, 76, 78 und die Druckreduzier-Steuerventile 82, 74, 80, 82 sind mit der Steuervorrichtung 116 verbunden. Die Radbremszylinder-Drucksensoren 84, 86, 88, 90 sind ebenfalls mit der Steuervorrichtung 116 verbunden.

Es zeigt sich, daß die Druckerhöhungs- und Druckreduzier-Steuerventile 68, 72 im Zusammenwirken eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung für den linken Vorderradbremsszylinder 18 darstellen, während die Druckerhöhungs- und Druckreduzier-Steuerventile 70, 74 im Zusammenwirken eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung für den rechten Vorderradbremsszylinder 20 darstellen. Es zeigt sich des weiteren, daß die Druckerhöhungs- und Druckreduzier-Steuerventile 76, 80 im Zusammenwirken eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung für den linken Hinterradbremsszylinder 22 darstellen, während die Druckerhöhungs- und Druckreduzier-Steuerventile 78, 82 im Zusammenwirken eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung für den rechten Vorderradbremsszylinder 22 darstellen.

Unter Bezugnahme auf Fig. 2 ist das magnetbetätigte Druckerhöhungs-Steuerventil 68 und das magnetbetätigte Druckreduzier-Steuerventil 72 für das linke Vorderrad 10 schematisch dargestellt. Da die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen für das linke und rechte Vorderrad 10, 12 einen identischen Aufbau aufweisen, soll nur die Ventilvorrichtung für das linke Vorderrad 10 beispielhaft beschrieben werden.

Das Druckerhöhungs-Steuerventil 68 weist ein Sitzventil 96 mit einem Ventilsitz 92 und einem Ventilelement 94 auf, das zum Aufsetzen oder Abheben auf den bzw. vom Ventilsitz 90 bewegbar ist. Das Ventilelement 94 wird durch ein Vorspannelement in Form einer Feder 98 auf den Ventilsitz 90 hin vorgespannt. Das Druckerhöhungs-Steuerventil 68 weist des weiteren einen beweglichen Spulenkern bzw. Kern 100 auf, der einstückig mit dem Ventilelement 94 ausgebildet ist, und einen feststehenden Kern 102, der in entgegengesetzter Beziehung zum beweglichen Kern 100 angeordnet ist.

Die beiden Kerne 100, 102 sind durch die Feder 98 in entgegengesetzte Richtung voneinander weg vorgespannt. Um die Kerne 100, 102 herum ist eine Spule 104 angeordnet. Wenn die Spule 104 durch Zuführung eines elektrischen Stroms aktiviert ist, wird der bewegliche Kern 100 durch eine elektromagnetische Kraft auf den feststehenden Kern 102 hin angezogen, so daß das Ventilelement 94 vom Ventilsitz 92 wegbewegt wird, wodurch das Sitzventil 96 geöffnet wird. Der bewegliche und der feststehende Kern 100, 102 und die Spule 104 stellen im Zusammenwirken ein Solenoid 106 dar, das die oben erwähnte elektromagnetische Kraft hervorbringt. Das Druckerhöhungs-Steuerventil 68 ist mit der Pumpenvorrichtung 26 und dem Radbremszylinder 18 derart verbunden, daß eine Kraft, die auf einer Fluiddruckdifferenz über das Druckerhöhungs-Steuerventil 68 basiert, auf das Ventilelement 94 in einer Richtung einwirkt, daß es das Ventilelement 94 vom Ventilsitz 92 abhebt. Somit wird das Ventilelement 94 in eine Position eines Kräftegleichgewichts bewegt, an der eine Summe aus der auf der Fluid-

druckdifferenz basierenden Kraft und der von dem Solenoid 106 hervorgebrachten elektromagnetischen Kraft gleich der Vorspannkraft der Feder 98 ist. Die von dem Solenoid 106 hervorgebrachte elektromagnetische Kraft kann durch Steuern des elektrischen Stroms gesteuert werden, der der Spule 104 zugeführt werden soll. Infolge einer solchen Steuerung der elektromagnetischen Kraft kann der Öffnungsbetrag des Sitzventils 96 geändert werden, um den Öffnungsbetrag des vorliegenden Druckerhöhungs-Steuerventils 68 zu ändern. Somit kann die Fördermenge des unter Druck stehenden Fluids durch das Druckerhöhungs-Steuerventil 68 gesteuert werden, so daß die Anstiegsrate des Fluiddrucks im linken Vorderradbremsszylinder 18 steuerbar ist. Wenn die Summe aus der auf der Fluiddruckdifferenz basierenden Kraft und der elektromagnetischen Kraft als Resultat einer Abnahme in der Differenz zwischen dem Förderdruck der Pumpenvorrichtung 26 und dem Druck im Radbremsszylinder 18 um ein wenig geringer als die Vorspannkraft der Feder 98 wird, wird das Ventilelement 94 auf den Ventilsitz 92 aufgesetzt, und das Sitzventil 96 wird geschlossen. Somit ist die Differenz zwischen dem Förderdruck der Pumpenvorrichtung 26 und dem Fluiddruck im Radbremsszylinder 18 durch Steuerung des elektrischen Stroms steuerbar, der der Spule 104 zugeführt werden soll.

In Fig. 2 werden die gleichen Bezugszeichen wie für das Druckerhöhungs-Steuerventil 68 verwendet, um die entsprechenden Bauteile des Druckreduzier-Steuerventils 72 zu bezeichnen, dessen Aufbau mit demjenigen des Steuerventils 68 identisch ist. Das Druckreduzier-Steuerventil 72 ist jedoch mit dem linken Vorderradbremsszylinder 18 und dem Ausgleichsbehälter 32 verbunden, so daß eine auf der Fluiddruckdifferenz über das Steuerventil 72 basierende Kraft auf das Ventilelement 94 in eine Richtung einwirkt, in der das Ventilelement 94 vom Ventilsitz 92 wegbewegt wird. Die Fluiddruckdifferenz über das Steuerventil 72 ist eine Differenz zwischen dem Druck im Radbremsszylinder 18 und dem Druck im Hauptausgleichsbehälter 31. Bei dieser Anordnung sind die Rate der Verringerung des Fluiddrucks im Radbremsszylinder 18 und die Fluiddruckdifferenz über das Steuerventil 72 durch Steuern des elektrischen Stroms steuerbar, der der Spule 104 des Steuerventils 72 zugeführt werden soll. Da der Fluiddruck im Ausgleichsbehälter 32 als im wesentlichen gleich dem Atmosphärendruck anzunehmen ist, ist der Fluiddruck im Radbremsszylinder 18 durch Steuern der Fluiddruckdifferenz über das Steuerventil 72 (die Differenz zwischen den Drücken im Radbremsszylinder 18 und dem Ausgleichsbehälter 32) steuerbar.

Die magnetbetätigten Druckerhöhungs-Steuerventile 76, 78 für die Hinterradbremsszylinder 22, 24 sind identisch mit dem Steuerventil 68 für den vorderen linken Radbremsszylinder 18. In Fig. 3, welche das Druckerhöhungs-Steuerventil 76 zeigt, sind die gleichen Bezugszeichen wie in Fig. 2 für das Steuerventil 68 verwendet, um die entsprechenden Bauteile des Druckerhöhungs-Steuerventils 76 zu bezeichnen.

Die magnetbetätigten Druckreduzier-Steuerventile 80, 82 für die Hinterradbremsszylinder 22, 24, bei denen es sich um im Normalfall offene Sitzventile handelt, weisen jedoch einen Aufbau auf, der mehr oder minder von dem der Druckreduzier-Steuerventile 72, 74 verschieden ist. Das Druckreduzier-Steuerventil 80 für das linke Hinterrad 14 ist beispielhaft unter Bezugnahme auf Fig. 3 beschrieben.

Wie die Druckreduzier-Steuerventile 72, 74 weist das Druckreduzier-Steuerventil 80 das Sitzventil 96 mit dem Ventilsitz 92 und dem Ventilelement 94 auf. Dieses Ventilelement 94 ist jedoch durch eine Feder 106 in eine Richtung vom Ventilsitz 92 weg vorgespannt. Das Sitzventil 96 ist derart angeordnet, daß eine auf einer Differenz zwischen

dem Druck im hinteren Radbremsszylinder 22 und dem Ausgleichsbehälter 32 basierende Kraft auf das Ventilelement 94 in der Richtung einwirkt, in der das Ventilelement 94 vom Ventilsitz 92 wegbewegt wird. Das Steuerventil 80 weist einen feststehenden Kern 108 mit einer Mittenbohrung, einen einstückig mit dem Ventilelement 94 ausgebildeten beweglichen Kern 110, und eine um den feststehenden und den beweglichen Kern 108, 110 angeordnete Spule 112 auf. Der hintere Endabschnitt des Ventilelements 94 durchsetzt die Mittenbohrung des feststehenden Kerns 108 und steht aus dieser Mittenbohrung vor, so daß das Ventilelement 94 fest an der vorderen Stirnfläche des beweglichen Kerns 110 angebracht ist. Der feststehende und der bewegliche Kern 108, 110 und die Spule 112 bilden im Zusammenwirken ein Solenoid 114. Wenn die Spule 112 durch einen zugeführten elektrischen Strom erregt wird, wird der bewegliche Kern 110 durch eine von dem Solenoid 114 erzeugte elektromagnetische Kraft auf den feststehenden Kern 108 hin gezogen, so daß die elektromagnetische Kraft auf das Ventilelement 94 in einer Richtung einwirkt, in der das Ventilelement 94 auf den Ventilsitz 92 hin bewegt wird, gegen die auf der Differenz zwischen den Drücken im Radbremsszylinder 22 und dem Hauptausgleichsbehälter 39 basierende Kraft. Die Vorspannkraft der Feder 106 kann vergleichsweise gering sein, solange sie ausreicht, das Ventilelement 94 auf dem Ventilsitz 92 aufgesetzt zu halten, wenn das Ventilelement 94 keine auf der Fluiddruckdifferenz basierende Kraft und keine von dem Solenoid 114 hervorgebrachte elektromagnetische Kraft empfängt. Demzufolge ist die Vorspannkraft der Feder 106 in Anbetracht des auf das Ventilelement 94 wirkenden Kräftegleichgewichts unbeachtlich.

Die verschiedenen, oben beschriebenen elektrisch betätigten Bauteile sind gemäß der Darstellung von Fig. 4 mit der Steuervorrichtung 116 verbunden. Die Steuervorrichtung 116 ist mit einem Hydraulikdrucksteuerrechner 118 versehen, der eine Verarbeitungseinheit (PU) 120, einen Nur-Lese-Speicher (ROM) 122, einen Direktzugriffsspeicher (RAM) 124 und einen Ein-/Ausgabe-Port (I/O-Port) 126 beinhaltet. Mit dem I/O-Port 126 sind der Weggeber 42 und die weiteren bereits beschriebenen Erfassungselemente verbunden. Des weiteren sind die Elektromotoren 54, 56, die magnetbetätigten Hauptzylinder-Absperrventile 38, 40, die magnetbetätigten Druckerhöhungs-Steuerventile 68, 70, 76, 78 und die magnetbetätigten Druckreduzier-Steuerventile 72, 74, 80, 82 mit dem I/O-Port 126 über jeweilige Ansteuerschaltungen 128 verbunden. Diese Ansteuerschaltungen 128 und der Hydraulikdrucksteuerrechner 118 stellen die Steuervorrichtung 116 dar.

Der ROM 122 speichert Steuer- bzw. Regelprogramme für die Durchführung einer Hauptsteuerroutine, einer Normalbremsdruck-Regelroutine, einer Antilockierbremsdruck-Regelroutine, einer Radantriebs-Schlupfregelroutine, und einer Fahrzeug-Fahrstabilitätsregelroutine. Die PU 120 führt diese Steuerprogramme durch, um eine Normalbremsdruck-Steuerung, eine Antilockier-Bremsdruckregelung, eine Radantriebs-Schlupfregelung und eine Fahrzeug-Fahrstabilitätsregelung auf der Grundlage der Ausgangssignale der verschiedenen Erfassungselemente wie des Weggebers 42 bei gleichzeitiger Verwendung einer zeitweiligen Datenspeicherfunktion des RAM 124 durchzuführen. Bei der normalen Bremsdrucksteuerung werden die auf die Radbremsszylinder 18-24 anzuwendenden Fluiddrücke derart gesteuert, daß sie einen Verzögerungswert des Fahrzeugs gemäß der auf das Bremspedal 30 einwirkenden Betätigungskraft herstellen. Bei der Antilockier-Bremsdruckregelung wird der Fluiddruck in jedem der Radbremsszylinder 18-24 derart gesteuert, daß der Schlupfbetrag des entsprechenden Rades

10, 12, 14, 16 während einer Betätigung des Bremspedals 30 in einem optimalen Bereich gehalten wird. Bei der Radantriebs-Schlupfregelung, die unter Einsatz der Hochdruckpumpe 52 durchgeführt wird, wird der Fluiddruck in jedem der Radbremszylinder 22, 24 für die hinteren Antriebsräder 14, 16 ohne Betätigung des Bremspedals 30 gesteuert, so daß der Schlupfbetrag der Antriebsräder 14, 16 während des Beschleunigens oder Anfahrens des Fahrzeugs in einem optimalen Bereich gehalten wird. Bei der Fahrzeug-Fahrstabilitätsregelung wird das von der Hochdruckpumpe 52 geförderte, unter Druck gesetzte Fluid jedem der ausgewählten mindestens einen der Radbremszylinder 18-24 ohne Betätigung des Bremspedals 30 zugeführt, um eine Bremsung an dem entsprechenden Rad bzw. Rädern 10, 12, 14, 16 vorzunehmen, um übermäßiges Drehen oder Abdriften des Fahrzeugs zu verhindern und dadurch die Fahrstabilität des Fahrzeugs zu verbessern. Bei der normalen Bremsdrucksteuerung werden die Fluiddrücke in allen der Radbremszylinder 18-24 auf ein gleiches Niveau gesteuert. Bei der Antiblockier-Bremsdruckregelung, der Radantriebs-Schlupfregelung und der Fahrzeug-Fahrstabilitätsregelung werden die Fluiddrücke in den Radbremszylindern 18-24 unabhängig voneinander nach Bedarf geregelt.

Es erfolgt nun eine Beschreibung des Betriebs der Bremsanlage zum Bewirken der normalen Bremsdrucksteuerung.

Falls die Pumpenvorrichtung 26 fehlerhaft oder nicht ordnungsgemäß wird, wird das durch den Hauptzylinder 28 unter Druck gesetzte Fluid den vorderen Radbremszylindern 18, 20 zugeführt, während die Hauptzylinder-Absperrventile 38, 40 offengehalten werden.

Falls das Bremspedal 30 betätigt wird, während die Pumpenvorrichtung 26 normal arbeitet, sind die Hauptzylinder-Absperrventile 38, 40 geschlossen, um die vorderen Radbremszylinder 18, 20 vom Hauptzylinder 28 zu trennen, und das durch die Pumpenvorrichtung 26 unter Druck gesetzte Fluid wird allen der Radbremszylinder 18-24 durch die Druckerhöhungs-Steuerventile 68, 70, 76, 78 zugeführt, solange die Pumpenvorrichtung 26 ordnungsgemäß ist. Bei der vorliegenden Ausführungsform wird die Einleitung einer Betätigung des Bremspedals 30 auf der Grundlage der Einleitung einer Zunahme des vom Weggeber 42 erfaßten Betätigungshubs des Bremspedals 30 oder des vom Hauptzylinder-Drucksensor 90 erfaßten Fluiddrucks des Hauptzylinders 28 erfaßt. Die Einleitung der Betätigung des Bremspedals 30 kann jedoch auf der Grundlage eines Ausgangssignals eines in der herkömmlichen Bremsanlage verwendeten Bremsschalters oder Bremsanzeigeschalters des Fahrzeugs erfaßt werden. Falls der Weggeber 42 und der Hauptzylinder-Drucksensor 90 beide ordnungsgemäß sind, wird eine Erhöhung des Ausgangssignals des Weggebers 43 vor einer Zunahme des Ausgangssignals des Hauptzylinder-Drucksensors 90 eingeleitet. Demzufolge wird die Einleitung der Betätigung des Bremspedals 30 für gewöhnlich auf der Grundlage der Einleitung einer Zunahme des Ausgangssignals des Weggebers 42 erfaßt. Falls der Weggeber 42 fehlerhaft ist, wird die Einleitung der Betätigung des Bremspedals 30 auf der Grundlage der Einleitung einer Zunahme des Ausgangssignals des Hauptzylinder-Drucksensors 90 erfaßt. Somit stellt die Verwendung der Ausgangssignale der beiden Sensoren 42, 90 eine Failsafe-Anordnung zur Verfügung. Die Einleitung der Betätigung des Bremspedals 30 kann jedoch auf der Grundlage der Einleitung einer Zunahme in mindestens einem der Ausgangssignale der beiden Sensoren 43, 90 erfaßt werden.

Wenn das Bremspedal 30 durch den Fahrzeugführer betätigt (niedergedrückt) wird, wird der auf jeden Radbremszylinder 18-24 anzuwendende, angestrebte Bremsdruck durch die Steuervorrichtung 116 auf der Grundlage eines Betäti-

gungsbetrags des Bremspedals 30 in Gestalt des Ausgangssignals des Hauptzylinder-Drucksensors 90 oder des Weggebers 42 berechnet, der bzw. das die Betätigungskraft bzw. den Hub des Bremspedals 30 angibt. Falls der berechnete angestrebte Bremsdruck unter einer vorgegebenen Obergrenze in Form der normalen Obergrenze des Betriebsbereichs der Niederdruckpumpe 50 liegt, wird ein elektrischer Strom entsprechend dem berechneten angestrebten Bremsdruck dem Elektromotor 54 für die Niederdruckpumpe 50 der Pumpenvorrichtung 26 zugeführt, so daß das durch die Pumpenvorrichtung 26 aus dem Ausgleichsbehälter 32 herausgepumpte Fluid an die Radbremszylinder 18-24 gefördert wird. D. h., wenn nur die Niederdruckpumpe 50 betrieben wird, während der angestrebte Bremsdruck vergleichsweise gering ist, wird der dem entsprechenden Elektromotor 54 zuzuführende elektrische Strom zum Steuern des Förderdrucks und der Fördermenge der Niederdruckpumpe 50 gesteuert. In diesem Fall werden die Druckerhöhungs-Steuerventile 68, 70, 76, 78 für alle Radbremszylinder 18-24 offengehalten, während die Druckreduzier-Steuerventile 72, 74, 80, 82 geschlossen gehalten werden. Somit wird der Fluiddruck in den Radbremszylindern 18-24 durch Regulieren des dem Elektromotor 54 zuzuführenden Betrags von elektrischem Strom gesteuert.

Falls der berechnete angestrebte Bremsdruck über der normalen Obergrenze des Betriebsbereichs der Niederdruckpumpe 50 liegt, wird die Hochdruckpumpe 52 betrieben, während die Niederdruckpumpe 50 im Ruhezustand gehalten wird. Wenn die Hochdruckpumpe 52 betrieben wird, wird dem Elektromotor 46 weiterhin ein vorgegebener Betrag von elektrischem Strom zugeführt, d. h. ohne Steuerung des elektrischen Stroms, so daß das durch die Hochdruckpumpe 52 unter Druck gesetzte Fluid auf die Radbremszylinder 18-24 beaufschlagt wird. Der höchste Förderdruck der Hochdruckpumpe 52 wird durch einen voreingestellten Öffnungsdruck des Druckbegrenzungsventils 64 bestimmt. Während die Hochdruckpumpe 52 in Betrieb gehalten wird, wird der Fluiddruck in den Radbremszylindern 18-24 durch die Steuervorrichtung 116 mittels Steuerung des Betriebszustands der Druckerhöhungs- und Druckreduzier-Steuerventile 68, 70, 76, 78, 72, 74, 80, 82 gesteuert.

Wenn die Hochdruckpumpe 52 für die Durchführung der Radantriebs-Schlupfregelung oder der Fahrzeug-Fahrstabilitätsregelung betrieben wird, wird das von der Hochdruckpumpe 52 unter Druck gesetzte Fluid für gewöhnlich bzw. in den meisten Fällen auf mindestens einen, jedoch nicht alle der Radbremszylinder 18-24 beaufschlagt. Die Bremsanlage gemäß der vorliegenden Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ist so ausgelegt, daß sie in derartigen Fällen eine Regelroutine zum Verhindern eines Hochlastpumpenbetriebs durchführt. Ein Regelprogramm für die Durchführung dieser Regelroutine ist im ROM 122 gespeichert. Die Regelroutine zum Verhindern eines Hochlastpumpenbetriebs ist so formuliert, daß sie einen Hochlastbetrieb der Hochdruckpumpe 52 vermeidet. Diese Regelroutine soll zuerst in Kürze beschrieben werden.

Die Regelroutine zum Verhindern eines Hochlastpumpenbetriebs wird unmittelbar nach der Betätigung der Hochdruckpumpe 52 ausgeführt, um die Radantriebs-Schlupfregelung oder Fahrzeug-Fahrstabilitätsregelung einzuleiten. Zuanfangs wird mindestens einer der Radbremszylinder 18-24 bestimmt bzw. ausgewählt, dessen Betätigung durch die Hochdruckpumpe 52 nicht erforderlich ist, und die entsprechenden unter den Druckerhöhungs- und Druckreduzier-Steuerventilen 68, 70, 76, 78, 72, 74, 80, 82 werden vollständig geöffnet. D. h., falls der Vorderradbremsszylinder 18 oder 20 nicht betätigt zu werden braucht, wird das Solenoid 106 des im Normalfall geschlossenen Steuerventils

tils 68, 70, oder 72, 74 erregt, so daß diese Steuerventile vollständig geöffnet sind. Falls der hintere Radbremszylinder 22 oder 24 nicht betätigt zu werden braucht, wird das Solenoid 106 des normalerweise geschlossenen Druckerhöhungs-Steuerventils 76 oder 78 erregt, so daß dieses Steuerventil vollständig geöffnet ist, während das Solenoid 114 des normalerweise geöffneten Druckreduzier-Steuerventils 80, 82 im deaktivierten Zustand gehalten wird, so daß dieses Steuerventil offengehalten bleibt. Demzufolge ist die Pumpenvorrichtung 26 mit dem Ausgleichsbehälter 32 über die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung für jeden Radbremszylinder 18-24 verbunden, dessen Betrieb nicht erforderlich ist, so daß das von der Hochdruckpumpe 52 geförderte, unter Druck stehende Fluid an den Ausgleichsbehälter 32 über die vollständig geöffneten Druckerhöhungs- und Druckreduzier-Steuerventile zurückgeführt wird, wodurch verhindert wird, daß eine unnötig hohe Last auf die Hochdruckpumpe 52 einwirkt. Wenn der Fluidruck in einem jeglichen der Radbremszylinder, die betätigt werden sollen, angehoben werden soll, wird das Solenoid 106 des Druckerhöhungs-Steuerventils 68, 70, 76, 78 für jeden Radbremszylinder, dessen Betrieb nicht erforderlich ist, deaktiviert, um das betreffende Druckerhöhungs-Steuerventil zu schließen und dadurch die Pumpenvorrichtung 27 vom Ausgleichsbehälter 32 zu trennen. Des weiteren werden das Druckerhöhungs-Steuerventil und die Druckreduziersteuerung für jeden Radbremszylinder, dessen Fluidruck angehoben werden soll, vollständig geöffnet bzw. geschlossen, so daß der Fluidruck in dem betreffenden Radbremszylinder durch das von der Hochdruckpumpe 52 geförderte, unter Druck stehende Fluid angehoben wird. In diesem Zustand, in dem die Pumpenvorrichtung 26 vom Ausgleichsbehälter 32 getrennt ist, wird das von der Hochdruckpumpe 52 geförderte, unter Druck stehende Fluid in jedem Radbremszylinder aufgenommen, dessen Fluidruck angehoben werden soll, so daß der Förderdruck der Hochdruckpumpe 52 nicht auf ein übermäßig hohes Niveau ansteigt. Während der Radantriebs-Schlupfregelung oder Fahrzeug-Fahrstabilitäts-Regelung wird die Hochdruckpumpe 52 weiter in Betrieb gehalten, selbst während der Fluidruck in keinem der betätigten Radbremszylinder angehoben werden soll. Das von der in Betrieb gehaltenen Hochdruckpumpe 52 geförderte, unter Druck stehende Fluid wird über die Druckerhöhungs- und Steuerventile der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung für jeden nicht-betätigten Radbremszylinder, dessen Betrieb nicht erforderlich ist, an den Ausgleichsbehälter 32 zurückgeführt. Demzufolge wirkt keine übermäßig hohe Last auf die Hochdruckpumpe 52. Zusätzlich wird die Hochdruckpumpe 52 während der Radantriebs-Schlupfregelung oder Fahrzeug-Fahrstabilitäts-Regelung nicht ein- und ausgeschaltet, so daß der Fluidruck in einem bestimmten Radbremszylinder verzögerungsfrei angehoben werden kann, sobald es erforderlich wird, den Fluidruck in dem betreffenden Radbremszylinder anzuheben.

Ein Beispiel für die Regelroutine zum Verhindern eines Hochlastpumpenbetriebs ist in dem Flußdiagramm von Fig. 5 veranschaulicht.

Wenn ein jegliches der Räder des Fahrzeugs im Zuge einer Radantriebs-Schlupfregelung oder Fahrzeug-Fahrstabilitätsregelung gebremst werden soll, wird die Hochdruckpumpe 52 eingeschaltet. Die Radantriebs-Schlupfregelung oder Fahrzeug-Fahrstabilitätsregelung ist beendet, wenn keines der Räder gebremst werden soll. Die Hochdruckpumpe 52 wird bei Beendigung der Radantriebs-Schlupfregelung oder Fahrzeugstabilitätsregelung abgeschaltet. Die Regelroutine zum Verhindern eines Hochlastpumpenbetriebs wird während der Durchführung der Radantriebs-Schlupfregelung oder Fahrzeug-Fahrstabilitätsregelung

wiederholt durchgeführt. Die Regelroutine wird mit Schritt S1 eingeleitet, um zu bestimmen, ob jegliche der Radbremszylinder 18-24 mit einem von der Hochdruckpumpe 52 geförderten, unter Druck stehenden Fluid betätigt werden sollen. Falls keiner der Radbremszylinder 18-24 mit der Hochdruckpumpe 52 betätigt werden soll, wird eine negative Entscheidung (NEIN) in Schritt S1 erhalten, und der Regelablauf geht zu Schritt S2 über, in dem die Solenoide 106, 114 der Druckerhöhungs-Steuerventile 68-82 für alle Radbremszylinder 18-24 im deaktivierten Zustand gehalten werden. In diesem Fall wird die Radantriebs-Schlupfregelung oder Fahrzeug-Fahrstabilitätsregelung beendet und die Hochdruckpumpe 52 abgeschaltet. Ein Zyklus der Durchführung der Regelroutine von Fig. 5 wird mit Schritt S2 beendet.

Wenn ein jeglicher der Radbremszylinder 18-24 mit einem von der Hochdruckpumpe 52 geförderten, unter Druck gesetzten Fluid betätigt werden soll, wird eine bejahende Entscheidung (JA) in Schritt S1 erhalten, und der Steuerungsablauf geht über zu Schritt S3, um den- bzw. diejenigen Radbremszylinder 18-24 zu bestimmen, deren Betätigung nicht erforderlich ist, und zu Schritt S4, in dem die Druckerhöhungs- und Druckreduzier-Steuerventile 68-82 für die bestimmten Radbremszylinder oder -zylinder vollständig geöffnet werden, um die Pumpenvorrichtung 26 über diese vollständig geöffneten Steuerventile mit dem Ausgleichsbehälter 32 zu verbinden. Auf Schritt S4 folgt Schritt S5 zur Bestimmung, ob es erforderlich ist, daß der Fluidruck in einem der Radbremszylinder 18-24, der betätigt werden soll, durch das von der Hochdruckpumpe 52 geförderte, unter Druck gesetzte Fluid angehoben werden soll. Falls eine bejahende Entscheidung (JA) in Schritt S5 erhalten wird, überspringt der Steuerungsablauf die Schritte S6 und S7 und geht zu Schritt S8 über. In Schritt S8 wird das Solenoid 106 des im Normalfall geschlossenen Druckerhöhungs-Steuerventils 68, 70, 76, 78 für jeden Radbremszylinder 18-24, dessen Betrieb nicht erforderlich ist, deaktiviert, um dieses Druckerhöhungs-Steuerventil zu schließen und dadurch die Pumpenvorrichtung 26 vom Ausgleichsbehälter 32 zu trennen. In Schritt S8 wird das Solenoid 106 des normalerweise geschlossenen Druckreduzier-Steuerventils 72, 74 ebenfalls deaktiviert, um dieses Druckreduzier-Steuerventil zu schließen, falls der Radbremszylinder, dessen Betrieb nicht erforderlich ist, der Vorderradbremszylinder 10, 12 ist. Demzufolge kann der Fluidruck in einem jeden Radbremszylinder, dessen Druck angehoben werden soll, durch den von der Hochdruckpumpe 52 geförderten Fluidruck angehoben werden. Ein Zyklus der Durchführung der Regelroutine von Fig. 5 ist mit der Beendigung von Schritt S8 abgeschlossen.

Falls der Fluidruck in einem jeglichen der Radbremszylinder, die betätigt werden sollen, nicht erhöht zu werden braucht, wird in Schritt S5 eine negative Entscheidung (NEIN) erhalten, und der Steuerungsablauf geht über zu Schritt S6, um eine Zeit t nach dem Verbinden der Pumpenvorrichtung 26 mit dem Ausgleichsbehälter 32 zu messen, d. h. nach der erstmaligen Durchführung von S4. Die Zeit t ist eine Zeit, während der die Pumpenvorrichtung 26 über die Druckerhöhungs- und Druckreduzier-Steuerventile für jeden nicht-betätigten Radbremszylinder mit dem Ausgleichsbehälter 32 in Verbindung gehalten wird. Auf Schritt S6 folgt Schritt S7 zur Bestimmung, ob die Zeit t gleich oder kürzer als ein vorgegebener Schwellenwert T ist. Die Schritte S1 und S3-S7 werden wiederholt ausgeführt, bis die vorgegebene Zeit T abgelaufen ist, außer wenn die negative Entscheidung (NEIN) in Schritt S1 erhalten wird und die bejahende Entscheidung (JA) in Schritt S5 erhalten wird. Nach Ablauf der vorgegebenen Zeit T , nachdem die Pum-

penvorrichtung 26 mit dem Ausgleichsbehälter 32 verbunden wurde, wird eine negative Entscheidung (NEIN) in Schritt S7 erhalten, und der Steuerungsablauf geht zu Schritt S8 über, in dem das Solenoid 106 des Druckerhöhungs-Steuerventils 68, 70, 76, 78 für jeden nicht-betätigten Radbremszylinder deaktiviert wird, um das betreffende Druckerhöhungs-Steuerventil eine vorgegebene Zeitlang im geschlossenen Zustand zu halten. In Schritt S8 wird auch das Solenoid 106 der Druckreduzier-Steuerventile 62, 74 deaktiviert, wenn der nicht-betätigte Radbremszylinder der Vordradbremszylinder 18, 20 ist. D. h., das Solenoid 106 des/der im Normalfall geschlossenen Drucksteuerventils bzw. -ventile für jeden nicht-betätigten Radbremszylinder wird eine vorgegebene Zeit lang im deaktivierten Zustand gehalten, um eine fortgesetzte Leistungsverorgung des Solenoids 106 für länger als die vorgegebene Zeit T zu verhindern und somit ein Überhitzen des Solenoids 106 infolge der fortgesetzten Leistungsverorgung zu verhindern, was durchgeführt wird, um die Pumpenvorrichtung 26 vom Ausgleichsbehälter 32 zu trennen. Ein Zyklus der Durchführung der Regelroutine ist mit Schritt S9 abgeschlossen.

Wenn der Förderdruck der Hochdruckpumpe 52 den voreingestellten Öffnungsdruck des Druckbegrenzungsventils 64 nach dem Trennen der Pumpenvorrichtung 26 vom Ausgleichsbehälter 32 (bei deaktiviertem Solenoid 104) übersteigt, wird das von der Hochdruckpumpe 52 geförderte, unter Druck gesetzte Fluid über das Druckbegrenzungsventil 64 an den Ausgleichsbehälter 32 zurückgeführt. Falls der Schritt S4 erneut ausgeführt wird, um die Pumpenvorrichtung 26 mit dem Ausgleichsbehälter 32 zu verbinden, nachdem der Förderdruck der Hochdruckpumpe 52 den Öffnungsdruck des Druckbegrenzungsventils 64 übersteigt, wird das von der Hochdruckpumpe 52 geförderte, unter Druck gesetzte Fluid über sowohl das Druckbegrenzungsventil 64 als auch die vollständig geöffneten Druckerhöhungs- und Druckreduzier-Steuerventile für den bzw. die nicht-betätigten Radbremszylinder an den Ausgleichsbehälter 32 zurückgeführt. In diesem Fall wird die Fördermenge des unter Druck stehenden Fluids zum Ausgleichsbehälter 32 über das Druckbegrenzungsventil 64 mittels der Blende 66 eingeschränkt, die mit dem Druckbegrenzungsventil 64 in Reihe geschaltet ist, so daß die Fördermenge des unter Druck stehenden Fluids von der Hochdruckpumpe 52 zum Ausgleichsbehälter 32 insgesamt durch das Druckbegrenzungsventil 64 und die vollständig geöffneten Drucksteuerventile auf geeignete Weise beschränkt wird. Diese Drosselung des Fluidstroms ist eine weitere Funktion der Blende 66.

Es ist ersichtlich, daß ein Abschnitt der Steuervorrichtung 116, welcher der Durchführung der Regelroutine zum Verhindern eines Hochlastpumpenbetriebs von Fig. 5 zugeordnet ist, als Schaltsteuervorrichtung fungiert, die eine Verbindungsvorrichtung (S4-S7) zum Steuern mindestens einer der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen (68-82) aufweist, die mindestens einem der mindestens einen nichtbetätigten Radbremszylinder aufweist, so daß die Pumpenvorrichtung 26 mit dem Ausgleichsbehälter 32 für eine Fluidverbindung zwischen ihnen durch die oben angegebene mindestens eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung verbunden ist. Es zeigt sich des weiteren, daß die Schaltsteuervorrichtung eine Trennvorrichtung (S5, S8) aufweist, die betriebsbereit ist, wenn der Fluidruck in einem der betätigten Radbremszylinder angehoben werden soll, um mindestens eine der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen, die mindestens einem nicht-betätigten Radbremszylinder entspricht, so zu steuern, daß die Pumpenvorrichtung durch die obenstehend erwähnte mindestens eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung vom Ausgleichsbehälter getrennt

wird. Es ist des weiteren ersichtlich, daß die Schaltsteuervorrichtung eine Trennungssteuervorrichtung (S5-S7, S9) zum Steuern mindestens einer der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen aufweist, die mindestens einem nichtbetätigten Radbremszylinder entspricht, so daß die Pumpenvorrichtung 32 durch die obenstehend angegebene mindestens eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung vom Ausgleichsbehälter 32 getrennt wird, nachdem die Pumpenvorrichtung durch die Verbindungsvorrichtung (S4-S7) mit dem Ausgleichsbehälter verbunden wurde.

Der ROM 122 speichert des weiteren ein Regelprogramm für die Durchführung einer Hochdruckpumpenbetrieb-Verhinderungsroutine, welche einen Betrieb der Hochdruckpumpe 52 auch dann verhindert, wenn der vom Betreiber gewünschte, auf jeden Radbremszylinder 18-24 aufzubringende Bremsdruck bei stehendem oder haltendem Fahrzeug über einem vorgegebenen Schwellenwert liegt, über dem die Hochdruckpumpe 52 betrieben würde, wenn sich das Fahrzeug nicht im stehenden Zustand befinden würde. Die Routine zum Verhindern des Betriebs der Hochdruckpumpe ist so formuliert, daß zuerst die Fahrgeschwindigkeit V_s des Fahrzeugs auf der Grundlage eines Ausgangssignals eines geeigneten Fahrzeuggeschwindigkeitsdetektors erfaßt wird, und ein Höchstwert des angestrebten Bremsdrucks auf 6 MPa begrenzt wird, falls die Fahrgeschwindigkeit V_s des Fahrzeugs Null beträgt, so daß die Niederdruckpumpe 50 zum Betätigen der Radbremszylinder 18-24 betrieben wird, wenn das Fahrzeug steht.

Die Hochdruckpumpenbetrieb-Verhinderungsroutine ist im Ablaufdiagramm der Fig. 6 dargestellt. Diese Routine wird wiederholt durchgeführt, während sich eine Brennkraftmaschine des Fahrzeugs in Betrieb befindet. Die Routine wird mit Schritt S11 eingeleitet, in dem bestimmt wird, ob die erfaßte Fahrzeug-Fahrgeschwindigkeit V_s Null beträgt. Falls das Fahrzeug sich im Fahrzustand befindet und die erfaßte Fahrzeug-Fahrgeschwindigkeit V_s nicht Null beträgt, wird in Schritt S11 eine negative Entscheidung (NEIN) erhalten. In diesem Fall ist ein Zyklus der Durchführung der Routine abgeschlossen. Falls das Fahrzeug steht, wobei die erfaßte Fahrgeschwindigkeit V_s Null beträgt, wird in Schritt S11 eine bejahende Entscheidung (JA) erhalten, und der Steuerungsablauf geht zu Schritt S12 über, in dem der durch den Betreiber angestrebte Bremsdruck selbst dann auf 6 MPa begrenzt wird, wenn der erfaßte angestrebte Bremsdruck über 6 MPa liegt, so daß ungeachtet des erfaßten angestrebten Bremsdrucks die Niederdruckpumpe 50 betrieben wird. Somit wird bei stehendem Fahrzeug stets die Niederdruckpumpe 50 betrieben. Insbesondere wird der Betrag des elektrischen Stroms, der dem Motor 54 zugeführt werden soll, in Abhängigkeit von dem durch den Betreiber angestrebten Bremsdruck (6 MPa oder darunter) bestimmt, und das durch die Niederdruckpumpe 50 unter Druck gesetzte Fluid wird den Radbremszylindern 18-24 zugeführt. Falls der durch den Betreiber angestrebte Bremsdruck mehr als 6 MPa beträgt, wird der Betrag von elektrischem Strom, der dem Obergrenzenwert 6 MPa des angestrebten Bremsdrucks entspricht, dem Elektromotor 54 zugeführt, so daß der Fluidruck in jedem Radbremszylinder durch Betreiben der Niederdruckpumpe 50 auf 6 MPa eingeregelt wird. Somit verhindert die Routine zum Einschränken des Betriebs der Hochdruckpumpe einen Betrieb der Hochdruckpumpe 52 bei stehendem oder haltendem Fahrzeug, so daß keine übermäßig hohe Last auf die Hochdruckpumpe 52 einwirkt.

Der ROM 122 speichert des weiteren ein Regelprogramm für die Durchführung einer Hochdruckpumpenbetrieb einleitenden Schwellendruckänderungs-Routine zum Anheben eines Schwellenwerts des vom Betreiber angestrebten Bremsdrucks, über dem die Hochdruckpumpe 52 betrieben

wird, wenn die Anstiegsrate des erfaßten, auf jeden Radbremszylinder (18-24) aufzubringenden angestrebten Bremsdrucks unter einem vorgegebenen Schwellenwert liegt. Die Anstiegsrate des vom Betreiber angestrebten Bremsdrucks ist durch die Betätigungsgeschwindigkeit des Bremspedals 30 dargestellt. Die oben bezeichnete Schwellendruckänderungs-Routine ist im Ablaufdiagramm von Fig. 7 veranschaulicht und wird unter Bezugnahme auf die graphische Darstellung von Fig. 8 beschrieben.

Bei einer herkömmlichen Bremsanlage werden die Niederdruckpumpe 50 und die Hochdruckpumpe 52 selektiv in Abhängigkeit davon betrieben, ob der vom Betreiber angestrebte Bremsdruck unter einem vorgegebenen festgelegten Schwellenwert liegt. Beispielsweise wird die Niederdruckpumpe 50 betrieben, wenn der angestrebte Bremsdruck unter einem vorgegebenen Schwellenwert von beispielsweise 6 MPa liegt, und die Hochdruckpumpe 52 wird betrieben, wenn der angestrebte Bremsdruck nicht unter 6 MPa liegt. Somit verwendet die herkömmliche Bremsanlage den vorgegebenen festgelegten Schwellenwert des angestrebten Bremsdrucks, oberhalb dessen die Hochdruckpumpe 52 ungeachtet der Anstiegsrate des vom Betreiber angestrebten Bremsdrucks betrieben wird. Bei der vorliegenden Ausführungsform hingegen wird der Schwellenwert des vom Betreiber angestrebten Bremsdrucks von einem normalen Wert von beispielsweise 6 MPa auf einen erhöhten Wert von beispielsweise 8 MPa erhöht, wenn die Anstiegsrate des erfaßten, vom Betreiber angestrebten Bremsdrucks unter einem vorgegebenen unteren Grenzwert liegt. Hierbei ist anzumerken, daß der tatsächliche Bremsdruck durch Betreiben der Niederdruckpumpe 50 auf den angestrebten Wert von nicht mehr als 8 MPa erhöht werden kann, während die Anstiegsrate des angestrebten Bremsdrucks unter der vorgegebenen Untergrenze liegt. Somit wird der Betrieb der Hochdruckpumpe 52 eingeschränkt, während die Anstiegsrate des angestrebten Bremsdrucks vergleichsweise niedrig ist.

Die Schwellendruckänderungs-Routine von Fig. 7 wird mit Schritt S21 eingeleitet, um zu bestimmen, ob eine Anstiegsrate θ des vom Betreiber angestrebten Bremsdrucks gemäß der Berechnung durch die Steuervorrichtung 116 auf der Grundlage des Ausgangssignals des Hubsimulators 42 oder des Hauptzylinder-Drucksensors 49 gleich einer vorgegebenen unteren Grenze K oder niedriger als diese ist. Falls die berechnete Anstiegsrate θ über der vorgegebenen unteren Grenze K liegt, wird in Schritt S21 eine negative Entscheidung (NEIN) erhalten, und ein Zyklus der Durchführung der Routine von Fig. 7 ist abgeschlossen. Falls die Anstiegsrate θ gleich der vorgegebenen Untergrenze K oder niedriger als diese ist, wird in Schritt S21 eine bejahende Entscheidung (JA) erhalten, und der Steuerungsablauf geht über zu Schritt S22, in dem der Schwellenwert des vom Betreiber angestrebten Bremsdrucks, oberhalb dessen die Hochdruckpumpe 52 betrieben wird, von dem normalen Wert von 6 MPa auf den erhöhten Wert von 8 MPa angehoben wird. Auf Schritt S22 folgt der Schritt S23, in dem die normale Obergrenze des Betriebsbereichs der Niederdruckpumpe 50 auf eine geänderte Obergrenze geändert wird, um den Betriebsbereich der Niederdruckpumpe 50 zu vergrößern, wie durch die gestrichelte Linie in Fig. 8 angezeigt ist. Demzufolge wird die Hochdruckpumpe 52 nicht betrieben, während der angestrebte Bremsdruck unter 8 MPa liegt (selbst während der angestrebte Bremsdruck innerhalb eines Bereichs von 6 MPa-8 MPa liegt) und während die Anstiegsrate des angestrebten Bremsdrucks unter der vorgegebenen Untergrenze K liegt. Die normale und geänderte Obergrenze sind durch jeweilige Datenabbildungen dargestellt, die im ROM 122 gespeichert sind. In Schritt S23 wird die geänderte Obergrenze des Betriebsbereichs der Nieder-

druckpumpe 50 zum selektiven Betreiben der Niederdruckpumpe 50 oder der Hochdruckpumpe 52 ausgewählt. Ein Zyklus der Durchführung der Routine von Fig. 7 ist mit Schritt S22 abgeschlossen.

Der ROM 122 des Hydraulikdrucksteuerrechners 118 der Steuervorrichtung 116 speichert des weiteren ein Regelprogramm für die Durchführung einer Routine zum Erfassen, daß das Druckbegrenzungsventil 64 aufgrund eines im Druckbegrenzungsventil 64 verfangenen Fremdkörpers nicht geschlossen werden kann, und außerdem ein Regelprogramm für die Durchführung einer Routine zum Entfernen des Fremdkörpers, wenn der oben erwähnte Defekt des Druckbegrenzungsventils 64 erfaßt wird, damit das Druckbegrenzungsventil 64 geschlossen werden kann. Der für die Durchführung dieser Routinen ausgelegte Rechner 118 fungiert als eine Ventilausfall-Erfassungsvorrichtung zum Erfassen, daß das Druckbegrenzungsventil 64 infolge eines darin verfangenen Fremdkörpers nicht geschlossen werden kann, und eine Pumpen-/Ventil-Steuervorrichtung zum Steuern der Hochdruckpumpe 52 und der Druckerhöhungs- und Druckreduzier-Steuerventile 68-82, um dadurch den im Druckbegrenzungsventil 64 verfangenen Fremdkörper zu entfernen.

Die Routine für die Erfassung des Umstands, daß das Druckbegrenzungsventil 64 nicht geschlossen werden kann, wird durchgeführt, während die Pumpenvorrichtung 26 in Betrieb ist, während die Druckerhöhungs-Steuerventile 68, 70, 76, 78 geschlossen sind. Wenn das Druckbegrenzungsventil 64 in diesem Zustand geschlossen wird, sollte der Förderdruck der Pumpenvorrichtung 26 über einen vorgegebenen ersten Bezugswert ansteigen, der durch den Betriebszustand der Pumpenvorrichtung 26 bestimmt wird. Falls der durch den Pumpendrucksensor 62 erfaßte Förderdruck der Pumpenvorrichtung 26 über dem ersten Bezugswert liegt, bedeutet dies daher, daß das Druckbegrenzungsventil 64 normal funktioniert.

Falls der erfaßte Förderdruck unter einem vorgegebenen zweiten Bezugswert liegt, der niedriger als der erste Bezugswert ist, wird geschlossen, daß das Druckbegrenzungsventil 64 offengehalten wird. In diesem Fall wird bestimmt, daß das Druckbegrenzungsventil 64 infolge eines darin verfangenen Fremdkörpers nicht geschlossen werden kann.

Falls bestimmt wird, daß das Druckbegrenzungsventil 64 infolge eines darin verfangenen Fremdkörpers nicht geschlossen werden kann, wird bei stehendem Fahrzeug die Routine zum Entfernen des Fremdkörpers durchgeführt. Wenn erfaßt wird, daß das Fahrzeug steht, wird die Routine zum Betätigen der Hochdruckpumpe 52 zum Fördern des unter Druck stehenden Fluids und abwechselnden vollständigen Öffnen und Schließen der Druckerhöhungs-Steuerventile 68, 70, 76, 78 für alle Radbremszylinder 18-24 eingeleitet. Infolgedessen wird der auf das Druckbegrenzungsventil 64 wirkende Fluiddruck abwechselnd und abrupt erhöht und gesenkt, wodurch pulsierende Ströme des Fluids bewirkt werden, um abwechselnd den Öffnungsbetrag des Druckbegrenzungsventils 64 zu erhöhen und verringern und dadurch den Fremdkörper aus dem Druckbegrenzungsventil 64 auszuspülen. Da dieser Betrieb bei stehendem Fahrzeug durchgeführt wird, erfährt der Fahrzeugführer durch diesen Betrieb kein unbehagliches Gefühl.

Während die gegenwärtig bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung im vorstehenden nur veranschaulichend beschrieben wurde, ist anzumerken, daß die vorliegende Erfindung mit verschiedenen Änderungen und Verbesserungen wie den in ABRISS DER ERFINDUNG beschriebenen ausgeführt werden kann, die dem Fachmann zugänglich sind.

1. Hydraulisch betriebene Bremsanlage für Kraftfahrzeuge, welche aufweist: (a) eine Mehrzahl von hydraulischen Bremsen mit jeweiligen, hydraulisch betriebenen Radbremszylindern (18-24) zum Bremsen von jeweiligen Rädern (FL, FR, RL, RR) des Fahrzeugs, (b) einen Ausgleichsbehälter (32), (c) eine Pumpenvorrichtung (26) zum Unterdrucksetzen eines vom Ausgleichsbehälter empfangenen Arbeitsfluids; und (d) eine Mehrzahl von jeweils zwischen den Radbremszylindern sowie dem Ausgleichsbehälter und der Pumpenvorrichtung angeordneten Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen (68-82), wobei jede der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen zumindest einen Druckerhöhungszustand besitzt, in dem das durch die Pumpenvorrichtung unter Druck gesetzte Arbeitsfluid an einen entsprechenden der Radbremszylinder gefördert werden kann, und einen Druckverminderungszustand, in dem das unter Druck gesetzte Arbeitsfluid von dem entsprechenden einen Radbremszylinder an den Ausgleichsbehälter abgeführt werden kann, wobei die Bremsanlage **dadurch gekennzeichnet** ist, daß sie des weiteren aufweist: eine Schaltsteuervorrichtung (116, S1-S9) mit einer mindestens während eines Teils einer Betriebsperiode der Pumpenvorrichtung (26) betreibbaren Verbindungsvorrichtung (S4-S7), in dem die Mehrzahl von Radbremszylindern (18-24) aus mindestens einem betätigten Radbremszylinder besteht, dessen Betrieb erforderlich ist, und mindestens einem nicht-betätigten Radbremszylinder, dessen Betrieb nicht erforderlich ist, wobei die Verbindungsvorrichtung mindestens eine der Mehrzahl von Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen (68-82) steuert, die mindestens einem der genannten mindestens einen nicht-betätigten Radbremszylinder entspricht, so daß die Pumpenvorrichtung mit dem Ausgleichsbehälter (32) für die Fluidverbindung zwischen ihnen durch die obenstehend angegebene, mindestens eine der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen verbunden ist.
2. Hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß Anspruch 1, bei der der Teil der Betriebsperiode der Pumpenvorrichtung einen Teil der Betriebsperiode beinhaltet, in dem ein Druck des Arbeitsfluids in einem jeglichen der mindestens einen betätigten Radbremszylinder nicht angehoben werden soll.
3. Hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß Anspruch 1 oder 2, bei der die Schaltsteuervorrichtung des weiteren eine Trennvorrichtung (116, S5, S8) aufweist, die betreibbar ist, wenn ein Druck des Arbeitsfluids in einem der mindestens einen betätigten Radbremszylinder angehoben werden soll, wobei die Trennvorrichtung die mindestens eine der Mehrzahl von Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen (68-82) steuert, die dem mindestens einen der mindestens einen nicht-betätigten Radbremszylinder entspricht, so daß die Pumpenvorrichtung durch die mindestens eine Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtung vom Ausgleichsbehälter getrennt wird.
4. Hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß einem der Ansprüche 1-3, bei der die Pumpenvorrichtung (26) eine Niederdruckpumpe (50) sowie eine Hochdruckpumpe (52) mit einem maximalen Förderdruck aufweist, der über demjenigen der Niederdruckpumpe liegt, wobei die Bremsanlage **welche** des weiteren eine Hochdruckpumpenbetrieb-Einschränkungsvorrichtung

(116, S11, S12) zum Einschränken eines Betriebs der Hochdruckpumpe aufweist, während das Kraftfahrzeug im wesentlichen steht.

5. Hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß einem der Ansprüche 1-4, bei der die Pumpenvorrichtung (26) eine Niederdruckpumpe (50) sowie eine Hochdruckpumpe (52) mit einem maximalen Förderdruck aufweist, der über demjenigen der Niederdruckpumpe liegt, wobei die Bremsanlage des weiteren eine Schwellendruck-Änderungsvorrichtung (116, S21, S22) zum Erhöhen eines Schwellenwertes für einen vom Betreiber gewünschten, auf die Radbremszylinder (18-24) aufzubringenden Arbeitsfluiddruck aufweist, über dem die Hochdruckpumpe (52) betrieben wird, wenn eine Anstiegsrate des vom Betreiber angestrebten Arbeitsfluiddrucks unter einer vorgegebenen Untergrenze liegt.

6. Hydraulisch betriebene Bremsanlage für Kraftfahrzeuge, welche aufweist: (a) eine Mehrzahl von hydraulischen Bremsen mit jeweiligen, hydraulisch betriebenen Radbremszylindern (18-24) zum Bremsen von jeweiligen Rädern (FL, FR, RL, RR) des Fahrzeugs, (b) einen Ausgleichsbehälter (32), (c) eine Pumpenvorrichtung (26) zum Unterdrucksetzen eines vom Ausgleichsbehälter empfangenen Arbeitsfluids, wobei die Pumpenvorrichtung eine Niederdruckpumpe (50) sowie eine Hochdruckpumpe (52) mit einem maximalen Förderdruck aufweist, der über demjenigen der Niederdruckpumpe liegt; und (d) eine Mehrzahl von jeweils zwischen den Radbremszylindern sowie dem Ausgleichsbehälter und der Pumpenvorrichtung angeordneten Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen (68-82), wobei jede der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen zumindest einen Druckerhöhungszustand besitzt, in dem das durch die Pumpenvorrichtung unter Druck gesetzte Arbeitsfluid an einen entsprechenden der Radbremszylinder gefördert werden kann, und einen Druckverminderungszustand, in dem das unter Druck stehende Arbeitsfluid aus dem entsprechenden einen Radbremszylinder an den Ausgleichsbehälter abgeführt werden kann, wobei die Bremsanlage **dadurch gekennzeichnet** ist, daß sie des weiteren aufweist: eine Hochdruckpumpenbetrieb-Einschränkungsvorrichtung (116, S11, S12) zum Einschränken eines Betriebs der Hochdruckpumpe, während das Kraftfahrzeug im wesentlichen steht.

7. Hydraulisch betriebene Bremsanlage für Kraftfahrzeuge, welche aufweist: (a) eine Mehrzahl von hydraulischen Bremsen mit jeweiligen, hydraulisch betriebenen Radbremszylindern (18-24) zum Bremsen von jeweiligen Rädern (FL, FR, RL, RR) des Fahrzeugs, (b) einen Ausgleichsbehälter (32), (c) eine Pumpenvorrichtung (26) zum Unterdrucksetzen eines vom Ausgleichsbehälter empfangenen Arbeitsfluids, wobei die Pumpenvorrichtung eine Niederdruckpumpe (50) sowie eine Hochdruckpumpe (52) mit einem maximalen Förderdruck aufweist, der über demjenigen der Niederdruckpumpe liegt; und (d) eine Mehrzahl von jeweils zwischen den Radbremszylindern sowie dem Ausgleichsbehälter und der Pumpenvorrichtung angeordneten Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen (68-82), wobei jede der Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen zumindest einen Druckerhöhungszustand besitzt, in dem das durch die Pumpenvorrichtung unter Druck gesetzte Arbeitsfluid an einen entsprechenden der Radbremszylinder gefördert werden kann, und einen Druckverminderungszustand, in dem das unter Druck gesetzte Arbeitsfluid aus dem entsprechenden

einen Radbremszylinder an den Ausgleichsbehälter abgeführt werden kann, wobei die Bremsanlage dadurch gekennzeichnet ist, daß sie des weiteren aufweist: eine Schwellendruck-Änderungsvorrichtung (116, S21, S22) zum Erhöhen eines Schwellenwertes für einen vom Betreiber gewünschten, auf die Radbremszylinder (18-24) aufzubringenden Arbeitsfluiddruck, über dem die Hochdruckpumpe (52) betrieben wird, wenn eine Anstiegsrate des vom Betreiber angestrebten Arbeitsfluiddrucks unter einer vorgegebenen Untergrenze 10 liegt.

8. Hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß Anspruch 7, welche des weiteren aufweist: ein durch einen Betreiber des Kraftfahrzeugs betätigbares Bremsenbetätigungselement (30); 15 eine Betriebserfassungsvorrichtung (42, 49) zum Erfassen eines Betriebszustands des Bremsenbetätigungselements; und eine Bestimmungseinrichtung (118) zum Bestimmen der Anstiegsrate des vom Betreiber angestrebten, auf 20 die Radbremszylinder aufzubringenden Arbeitsfluiddrucks auf der Grundlage des Betriebszustands des Bremsenbetätigungselements gemäß der Erfassung durch die Betriebserfassungsvorrichtung.

9. Hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß einem der Ansprüche 1-8, bei der die Pumpenvorrichtung (26) eine Hochdruckpumpe (52) und ein mit der Hochdruckpumpe parallel geschaltetes Druckbegrenzungsventil (64) aufweist. 25

10. Hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß einem der Ansprüche 1-8, bei der die Pumpenvorrichtung (26) eine Hochdruckpumpe (52) sowie eine parallel zur Hochdruckpumpe geschaltete Reihenschaltung aus einem Druckbegrenzungsventil (64) und einem Drosselement (66) aufweist. 35

11. Hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß Anspruch 9 oder 10, welche des weiteren eine bei stehendem Kraftfahrzeug betreibbare Pumpen-/Ventil-Steuervorrichtung (116) aufweist, wobei die Pumpen-/Ventil-Steuervorrichtung die Hochdruckpumpe (52) betätigt und die Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen (68-82) derart steuert, daß sie die Hochdruckpumpe abwechselnd mit den Radbremszylindern (18-24) verbindet und von diesen trennt, um pulsierende Ströme des Arbeitsfluids hervorzurufen und dadurch das Druckbegrenzungsventil abwechselnd zu öffnen und zu schließen, um so einen darin verfangenen Fremdkörper zu entfernen. 45

12. Hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß Anspruch 11, welche des weiteren eine Ausfallerfassungsvorrichtung (116) aufweist, die erfaßt, daß das Druckbegrenzungsventil (64) nicht geschlossen werden kann, und bei der die Pumpen-/Ventil-Steuervorrichtung betrieben wird, wenn die Ausfallerfassungsvorrichtung erfaßt hat, daß sich das Druckbegrenzungsventil nicht schließen läßt. 55

13. Hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß einem der Ansprüche 1-12, bei der die Pumpenvorrichtung eine Hochdruckpumpe (52) und einen Elektromotor (56) zum Antreiben der Hochdruckpumpe aufweist, wobei die Bremsanlage des weiteren eine EIN/AUS-Pumpensteuervorrichtung (116) zum Steuern des Elektromotors aufweist, und die EIN/AUS-Steuervorrichtung einen EIN-Zustand besitzt, in dem dem Elektromotor ein vorgegebener Betrag von elektrischem Strom 65 zugeführt wird, sowie einen AUS-Zustand, in dem dem Elektromotor der vorgegebene Betrag von elektrischem Strom nicht zugeführt wird.

14. Hydraulisch betriebene Bremsanlage gemäß einem der Ansprüche 1-13, bei der die Schaltsteuervorrichtung (116, S1-S8) des weiteren aufweist: eine Trennungssteuervorrichtung (S5-S78) zum Steuern der mindestens einen der Mehrzahl von Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen (68-82), die dem mindestens einen der mindestens einen nicht-betätigten Radbremszylinder entsprechen, so daß die Pumpenvorrichtung (26) durch die mindestens eine der Mehrzahl von Hydraulikdruck-Steuerventilvorrichtungen vom Ausgleichsbehälter (32) getrennt wird, nachdem die Pumpenvorrichtung durch die Verbindungsvorrichtung (116, S4-S7) mit dem Ausgleichsbehälter verbunden wurde.

Hierzu 8 Seite(n) Zeichnungen

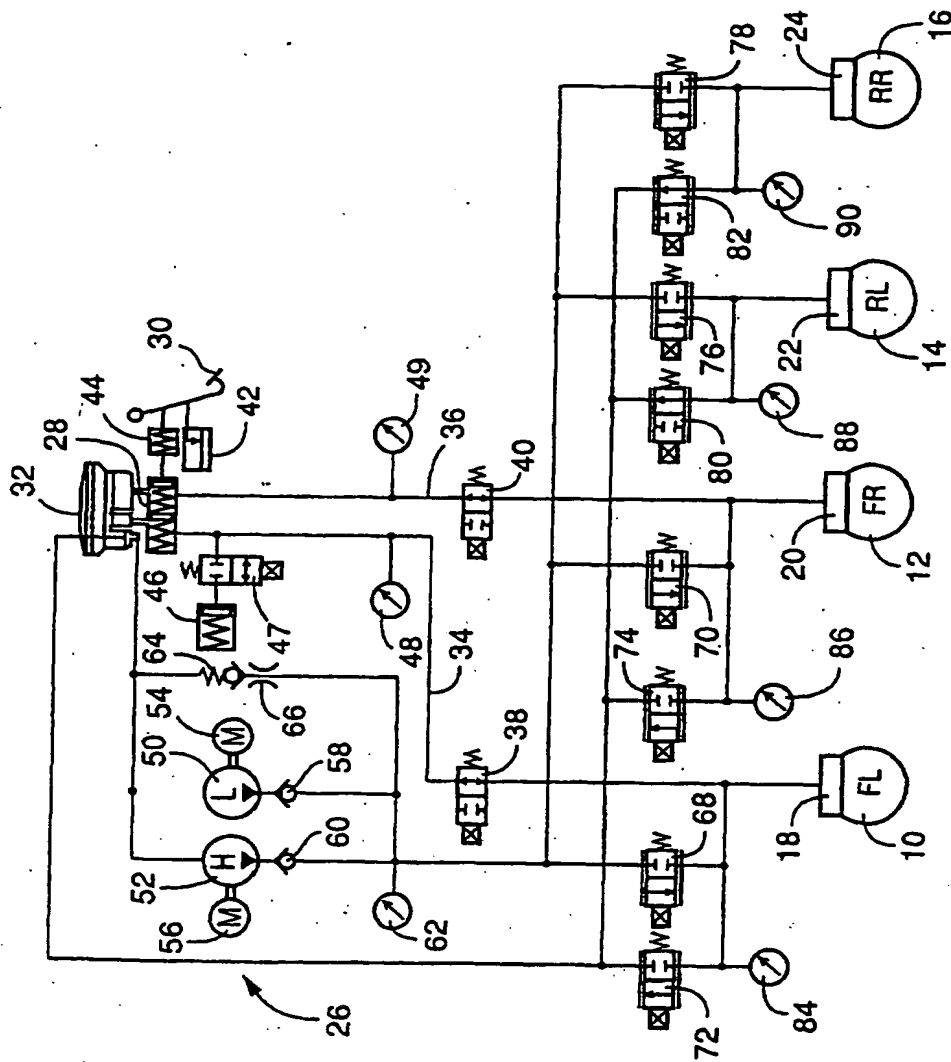
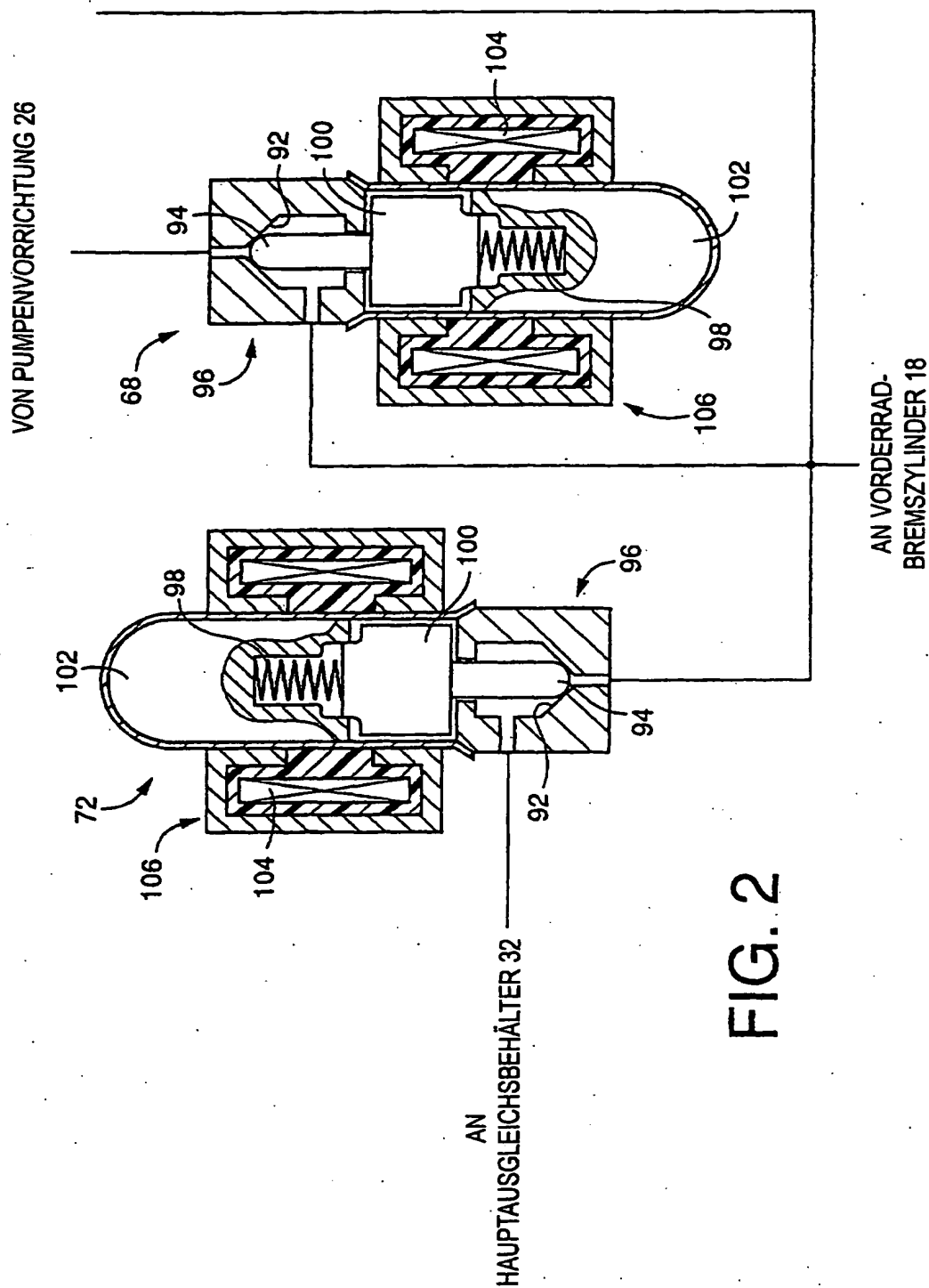


FIG. 1



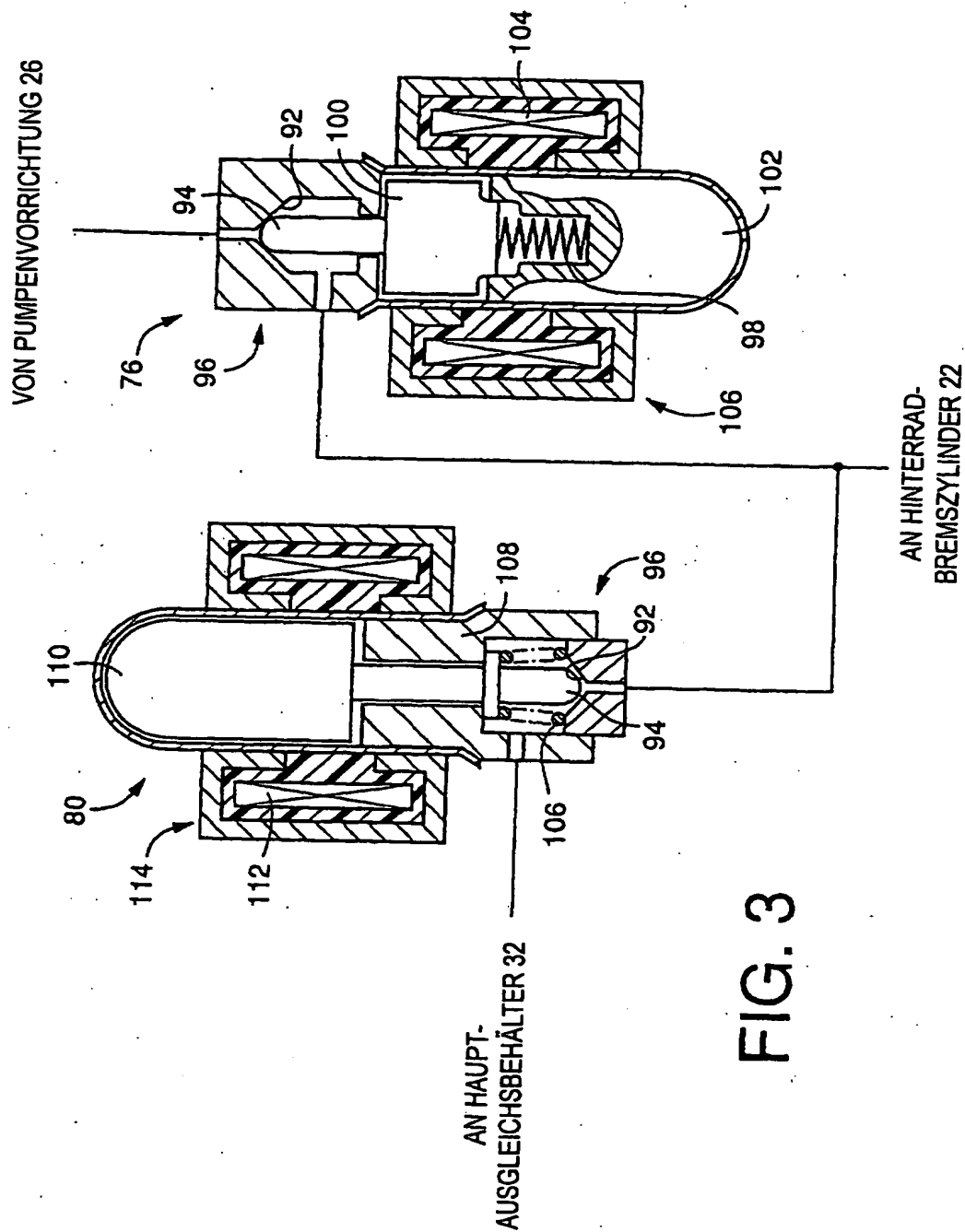


FIG. 3

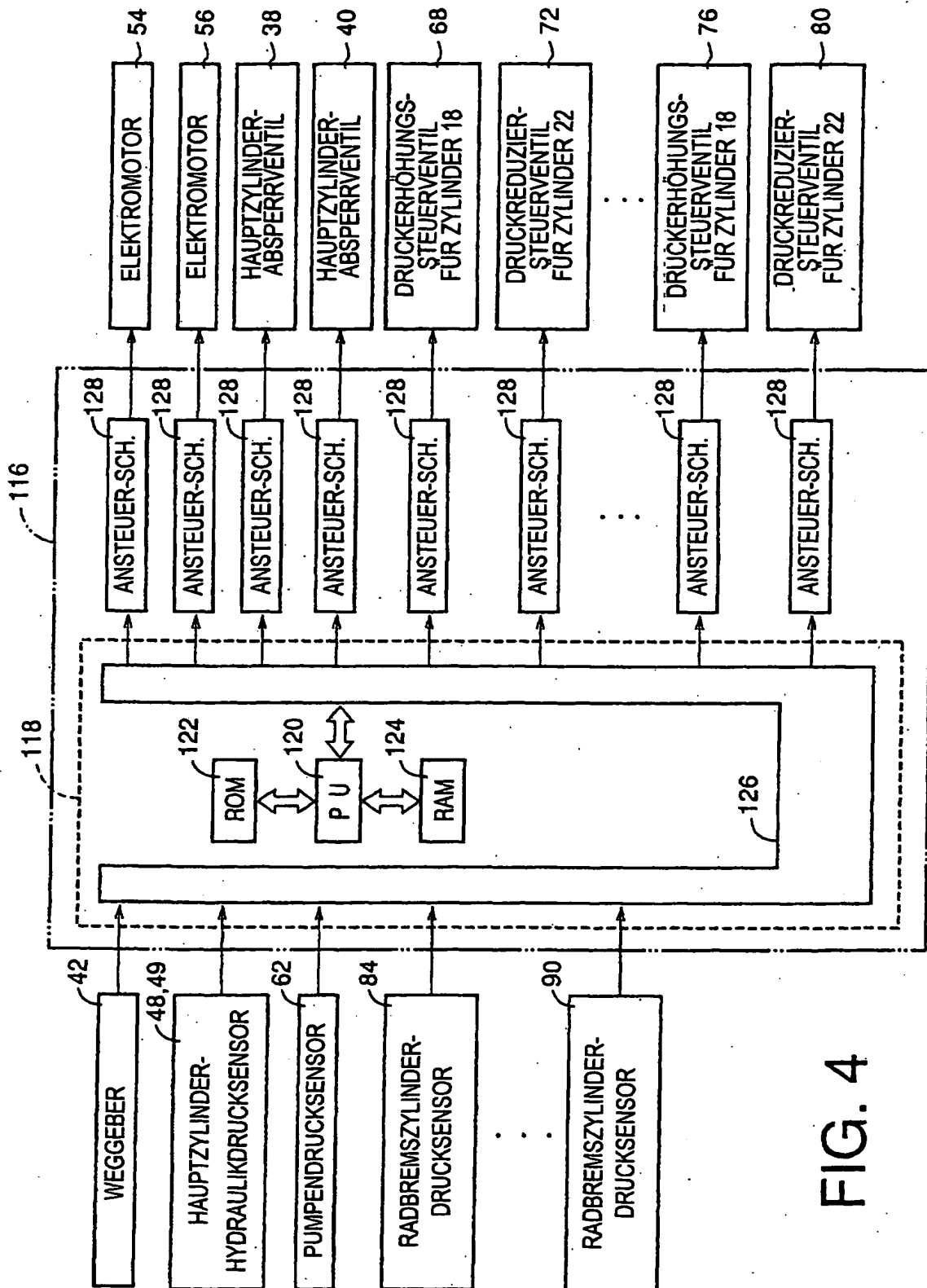


FIG. 4

FIG. 5

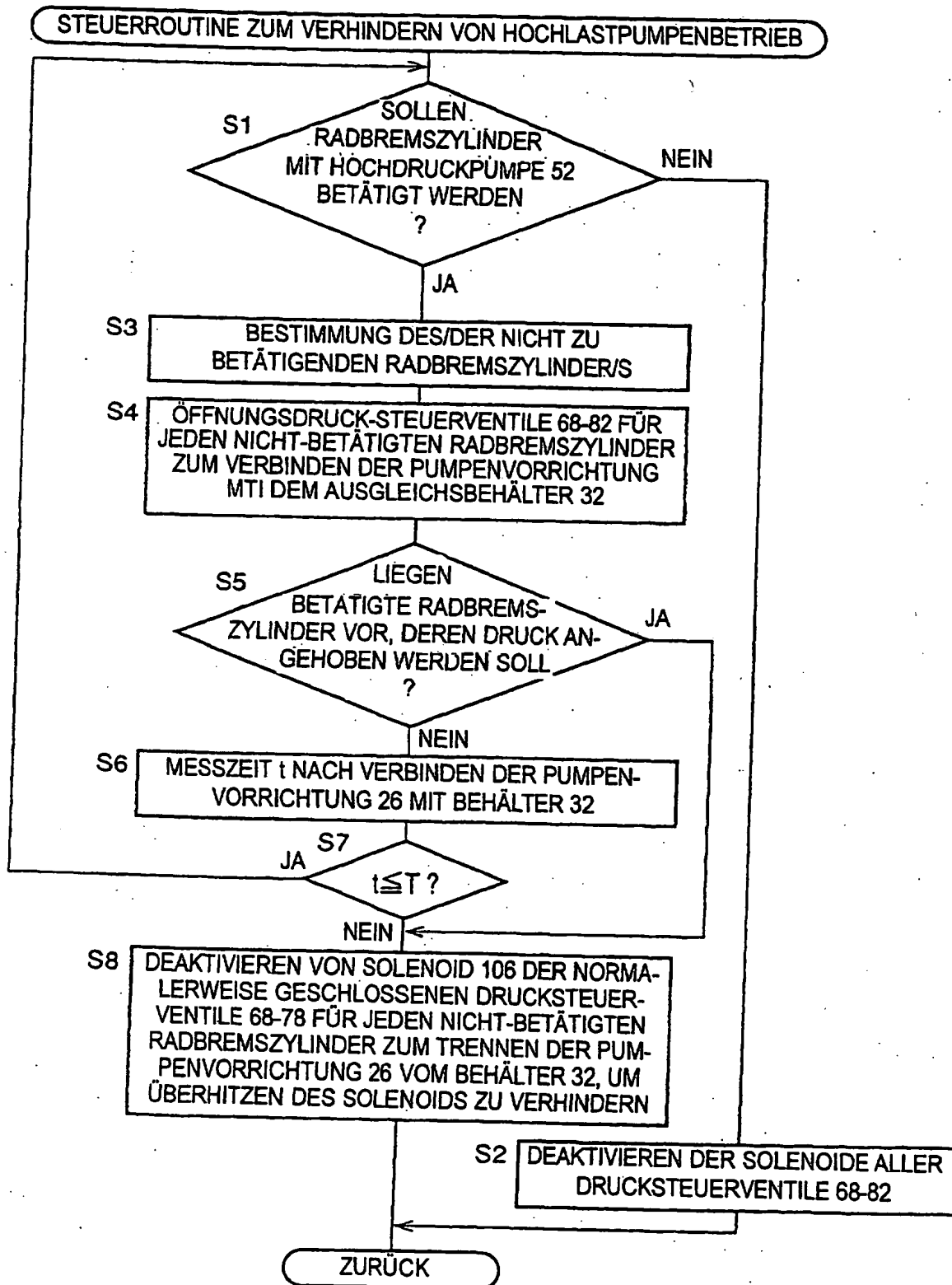


FIG. 6

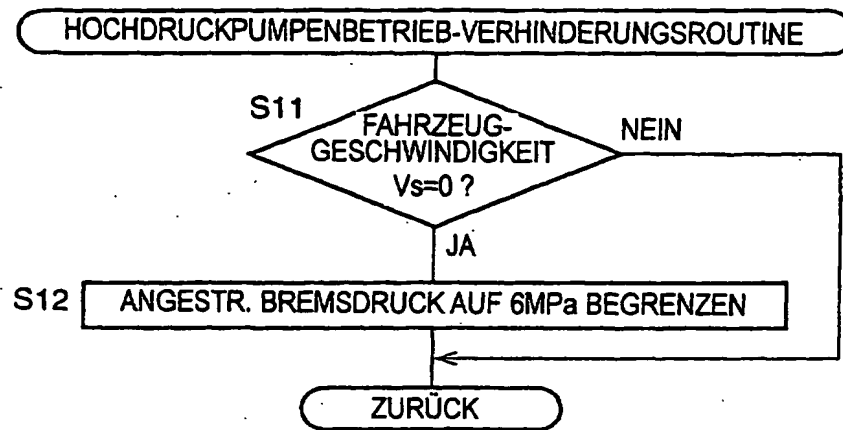


FIG. 7

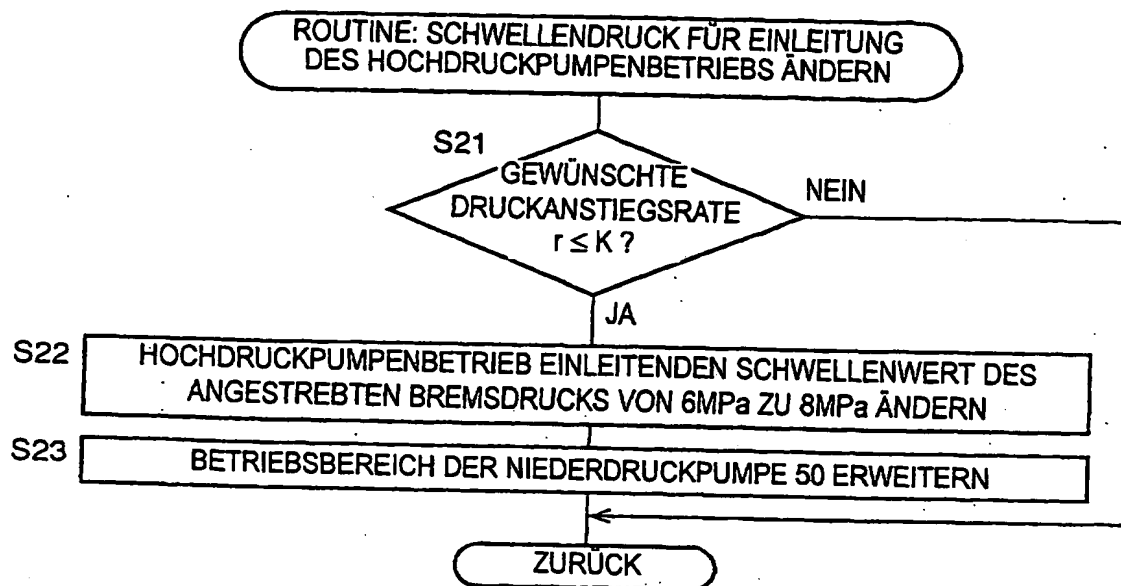


FIG. 8

